



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH ZAŘÍZENÍ PRO MĚŘENÍ ELASTOKINEMATIKY ZAVĚŠENÍ KOL

DESIGN OF DEVICE FOR VEHICLE SUSPENSION ELASTOKINEMATICS MEASUREMENT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. PETR POHOŘELSKÝ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PETR HEJTMÁNEK, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Petr Pohofelský**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh zařízení pro měření elastokinematiky zavěšení kol

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vytvoření detailního konstrukčního návrhu zařízení určeného pro měření a záznam elastické deformace systémů zavěšení kol automobilů. Navržené zařízení by mělo elastokinematiku hodnotit pouze u stojícího vozidla.

Cíle diplomové práce:

Rešerše zařízení pro měření elastokinematiky zavěšení kol.
Definice požadavků na měřicí zařízení.
Detailní konstrukční návrh zařízení.
Analýza napjatosti navržených součástí.
Návrh měřícího řetězce a metody vyhodnocení výsledků.
Teoretická analýza nepřesností měření.

Seznam literatury:

ČUPERA, Jiří a ŠTĚRBA, Pavel. *Automobily (7): Diagnostika motorových vozidel I*. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 195 s. ISBN 978-80-87143-9-7.

JENČÍK, Josef, VOLF, Jaromír a kol. *Technická měření*. Vyd. 1. Praha: České vysoké učení technické, 2000. ISBN 978-800-1021-385.

REIMPELL, Jornsén. *The Automotive Chassis*. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 20. 10. 2016

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty



ABSTRAKT

V diplomové práci jsem se soustředil na problematiku týkající se poddajnosti zavěšení kola. Práce je pojata především jako detailní konstrukční návrh zařízení určeného pro měření a záznam elastické deformace systému zavěšení kol automobilu. Teoretickou částí je rešerše stávajících zařízení a problematiky s tím související. V práci se také zabývám popisem jednotlivých částí navrženého zařízení a analýzou napjatosti navržených součástí. V případě realizace, práce obsahuje celkovou kalkulaci. Pro vyhodnocení případného měření je uveden také návrh měřicího řetězce, metody vyhodnocení výsledku při měření na tomto zařízení a teoretická analýza nepřesnosti měření.

KLÍČOVÁ SLOVA

elastokinematika, poddajnost kola, elastická deformace

ABSTRACT

In my dissertation, I was concentrated mostly on a pliability of problematic of wheel's suspension. My thesis is mostly a detail design proposal of a device, which is determined for a measurement and record of wheels suspension system's elastic deformation. My theoretical part of this thesis is a search of existing devices and its problematic. The other part of my dissertation is a description of individual parts of my designed device and also an analysis of designed components' intension. My thesis includes calculation, for case of realisation. There is also a design of measuring chain, methods of results' evaluation after measuring with this device and theoretical analysis of measurement's inaccuracy.

KEYWORDS

Elastokinematics, wheel suspension, elastic deformation



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

POHOŘELSKÝ, P. *Návrh zařízení pro měření elastokinematiky zavěšení kol*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 117 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.





ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2017

.....

Petr Pohořelský



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji svému vedoucímu diplomové práce panu Ing. Petru Hejtmánkovi, Ph.D. za obětavou pomoc, trpělivost, cenné připomínky, vstřícné jednání a odborný dohled nad mojí prací.



OBSAH

Úvod	13
1 Zavěšení kol vozidla	15
1.1 Zavěšení kol	15
1.2 Základní rozdělení zavěšení kol	16
1.2.1 Závislé zavěšení kol	16
1.2.2 Nezávislé zavěšení kol	18
1.3 Samo řídicí efekt	22
1.3.1 Samořízení zadní nápravy	23
1.3.2 Samořízení přední nápravy	24
2 Gumokovové pouzdra	25
2.1 Výroba gumokovových pouzder	25
2.2 Umístění gumokovových pouzder ve vozidle	26
2.3 Výměna gumokovových pouzder	28
2.4 Gumokovové – hydroložiska	28
3 Elastokinematika zavěšení kol	30
3.1 Měření elastokinematiky zavěšení kol	30
3.2 Specializované zařízení	31
3.2.1 SPMM 4000 from anthony best dynamics	31
3.2.2 MTS K&C system	34
3.2.3 Měřicí stav pro měření elastokinematiky čvut	37
4 Návrh měřicího zařízení	40
4.1 Definice požadavků na měřicí zařízení	40
4.1.1 Návrh silového zatížení na kolo vozidla	41
4.1.2 Kamova adhezní kružnice	42
4.2 Konstrukce zařízení ELAST 2017	43
4.2.1 Nosná základová deska	45
4.2.2 Deska pro podélný posuv	46
4.2.3 Deska pro příčný posuv	46
4.2.4 Otočný talíř	47
4.2.5 Elektromotor s převodovkou a pohybovým šroubem	49
4.2.6 Široké kuličkové lineární vedení – wrc	51
4.2.7 Kuzelíkové jednořadé ložisko	52
4.2.8 Snímač síly	54
4.2.9 Snímač polohy	55
4.2.10 Kotvící kostka	56



4.2.11	Šrouby a matice	57
4.2.12	Pojistný kroužek	57
4.3	Pomocné zařízení ELAST 2017	58
4.3.1	Nájezdové plošiny	58
4.3.2	Kotvící zařízení.....	59
5	Analýza navrhnutých součástí	61
5.1	Základní postup řešení analýzy.....	61
5.1.1	Import modelu	61
5.1.2	Engineering data	62
5.1.3	Výpočetní síť	62
5.1.4	Způsob nastavení vazeb.....	64
5.1.5	Silové působení	65
5.2	Analýza napjatosti.....	68
5.2.1	Osobní vozidlo.....	68
5.2.2	SUV vozidlo	73
5.2.3	Závodní vozidlo.....	78
5.2.4	Analýza kotvícího zařízení	83
5.2.5	Analýza nájezdových plošin.....	84
5.2.6	Výpočet svárů	86
5.2.7	Výpočet šroubových spojů	90
6	Cenová kalkulace.....	92
7	Návrh měřicího řetězce.....	95
7.1	Fotogrammetrické zařízení TRITOP	95
7.2	Postup měření	96
8	Teoretická analýza nepřesnosti měření.....	98
8.1	Vyhodnocování nejistot typu a	98
8.2	Vyhodnocování nejistot typu b	99
8.3	Vyhodnocení kombinované nejistoty	100
8.4	Nejistoty veličin získaných nepřímo (výpočtem)	100
8.5	Odhad řešení běžných typů diferenciálních rovnic.....	101
8.6	Použité měřicí přístroje	101
	Závěr.....	103
	Seznam použitých zkratk a symbolů	108
	Seznam obrázků.....	110
	Seznam tabulek a grafů.....	116
	Seznam příloh	117





ÚVOD

V současné době jsou automobily neodmyslitelnou součástí každodenního rytmu většiny z nás. Důraz kladený na bezpečnost jízdy a komfortní způsob cestování se neustále zvyšuje. Tudíž je nutné vyvíjet nové technologie, které dokážou tyto požadavky posouvat stále dál. Tyto postuláty velmi závisí na konstrukci zavěšení kol, která má eliminovat rázy a vibrace od nerovností vozovky do karoserie vozidla. Z toho důvodu tato konstrukce vyžaduje mnoho tlumících členů, které přenášejí síly mezi jednotlivými pohybujícími se prvky zavěšení. Do značné míry se používají gumokovové pouzdra, které mají významné elastokinematické vlastnosti.

Elastickým pouzdrům zavěšení kol vozidla se tedy věnuje značná pozornost. Je nutné se tedy zabírat odladěním poddajných členů na speciálních zařízeních, na kterých lze (do určité míry) simulovat jízdní prostředí.

V první části této práce se budu hlouběji zabírat všeobecně typy zavěšení kol, které využívají moderní automobily. Dále předvedu existující zařízení, které výrobci využívají k optimalizaci parametrů konstrukce zavěšení. To jsou zařízení, které umožňuje měřit tuhost tzv. silenbloků přímo na vozidle, čímž se dosahuje zvýšení jízdního komfortu a bezpečnosti cestujících. V druhé části se budu věnovat konstrukčnímu návrhu vlastního zařízení pro měření elastokinematiky zavěšení kola.

Cílem této diplomové práce je rešerše vybraných zařízení pro měření elastokinematiky zavěšení kol. Předvést definice požadavků na měřicí zařízení. Vytvořit detailní návrh zařízení určené pro měření a záznam elastické deformace systému zavěšení kol automobilů, a to pouze u stojícího vozidla. Pro vytvořený model nasimulovat analýzu napjatosti navržených součástí. Dále návrh měřicího řetězce, metody vyhodnocování výsledků a teoreticky provést analýzu nepřesnosti měření.

Práce má rešeršní a konstrukční charakter. Z doporučených zdrojů a dostupné literatury, pojednávající o elastokinematice jsem vytvořil vlastní návrh zařízení, které dokáže řešit popsanou problematiku.





1 ZAVĚŠENÍ KOL VOZIDLA

Náprava vozidla je část automobilu, jehož prostřednictvím jsou dvě protější vozidlová kola zavěšena na nosné konstrukci, rámu, nebo samonosné karosérii. [1]

1.1 ZAVĚŠENÍ KOL

Zavěšení kol = způsob, jak připojit kola k rámu nebo karoserii vozidla

Zajišťuje připojení kol ke karosérii, nebo rámu vozidla. Umožňuje pohyby kola vzhledem ke karosérii, zejména svislý pohyb kola, který je důležitý z hlediska pérování. Další pohyby kola, např. boční posuv a jeho naklápění, zavěšení kola eliminuje. Postavení kol při jízdě by mělo být vždy takové, aby bylo dosaženo co největších bočních vodících sil umožňujících rychlé a bezpečné průjezdy zatáček. Zavěšení přenáší svislé síly (zatížení vozidla), podélné síly (hnací a brzdící síly), příčné síly (odstředivé síly) a momenty podélných sil od vozovky do karoserie a naopak. Existuje mnoho možností a technických řešení zavěšení kol. Správné zavěšení má největší zásluhu na bezpečnosti a komfortu jízdy. [1][4]

Podvozek = spodní část motorového vozidla, skládá se z těchto částí:

- a) kolo s pneumatikou – má za úkol přenášet síly a momenty spojuje vozidlo s vozovkou
- b) zavěšení kol
- c) odpružení – eliminuje přenos pohybů nápravy na karoserii a rám
- d) řízení – slouží k udržování a změně směru jízdy
- e) brzdy – umožňují snížit rychlost, zastavit a udržet vozidlo v klidu [2]

Z konstrukčního hlediska nejvíce závisí na tuhosti a kinematické jednoznačnosti. Musí být dodržena minimální změna geometrie při propuštění vozidla, minimální opotřebení pneumatik odolávat v agresivním prostředí a dlouhou životnost. Zavěšení kol požaduje minimální nároky na prostor. [2]

Odpružené hmoty – jsou všechny součásti umístěné nad pružinami. Pokud je poměr mezi celkovou a neodpruženou hmotností větší, tím větší je stabilita vozidla.

Neodpružené hmoty – jsou to ty části vozidla, které kopírují nerovnosti vozovky. (pneumatiky, kola, kotouče, brzdy, třmeny, náprava) [1]



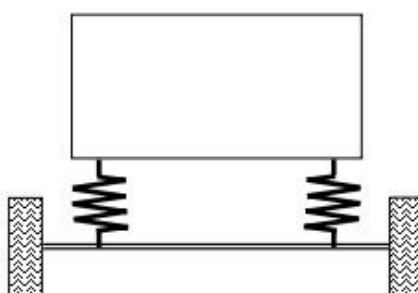
1.2 ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ ZAVĚŠENÍ KOL

Zavěšení kol se dělí na:

- závislé
- nezávislé

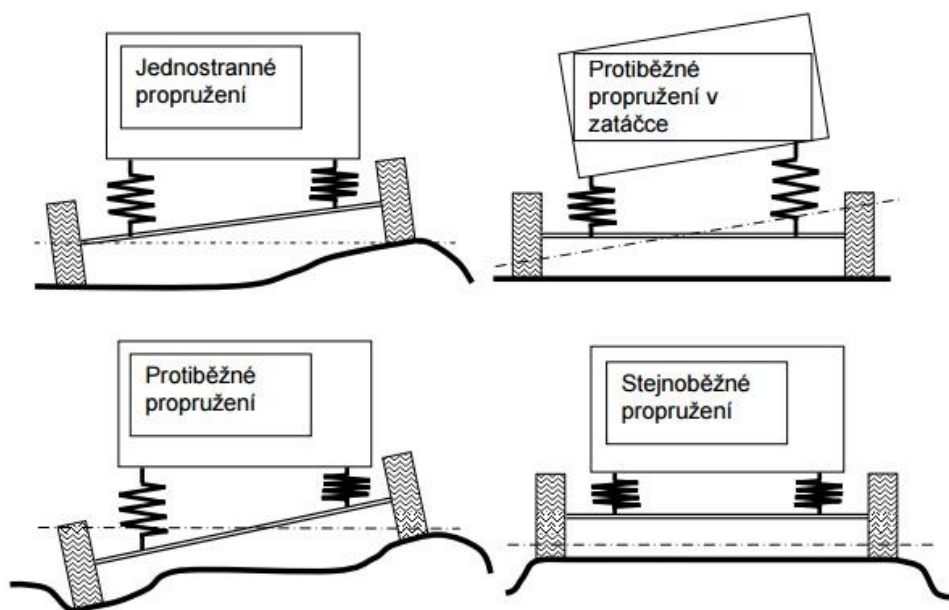
1.2.1 ZÁVISLÉ ZAVĚŠENÍ KOL

Kola automobilu jsou na společném příčném profilovaném nosníku tvaru I (mostu). Nosník je ocelový výkovek. Tuhá náprava je odpružená vzhledem ke karoserii jako celek a je kinematicky vnímána jako jedno těleso. Existuje přímá vazba mezi oběma koly a není možná změna rozchodu.



Obr. 1.1. Závislé zavěšení kola [2]

Jedná se o tradičně nejstarší konstrukce zavěšení. Vykazuje se svou velkou hmotností neodpružených částí, což má negativní vliv na dynamiku vozidla. Můžeme je nalézt především na zadních nápravách užitkových vozidel. [2] [3]



Obr. 1.2. Druhy propružení zavěšení kola [2]

**DRUHY ZÁVISLÉHO ZAVĚŠENÍ KOL**

- a) **Hotchkiss** (podélné umístění listových pružin a podélně umístěné hnací hřídele)



Obr. 1.3. Tuhá náprava Hotchkiss [5]

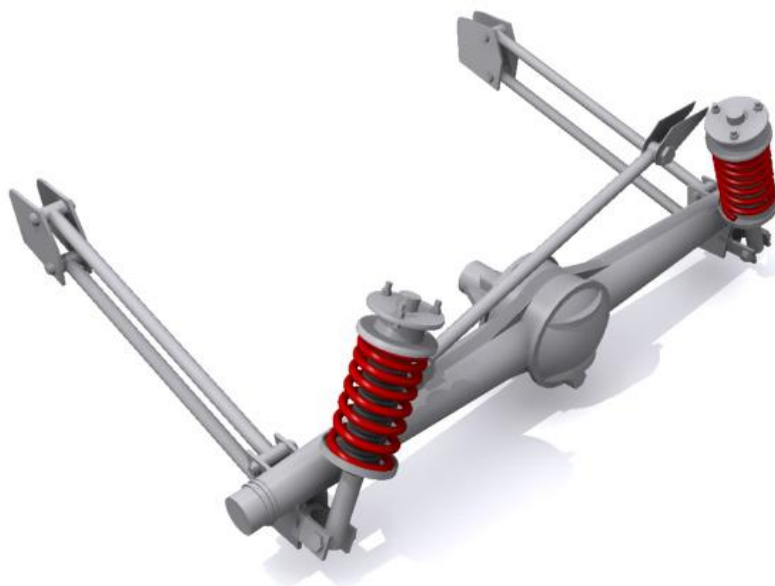
- b) **Four Link** (příčná ramena poskytují kontrolu v podélném směru, horní ramena absorbují brzdné momenty, hnací moment a postranní síly)



Obr. 1.4. Tuhá náprava Four Link [6]



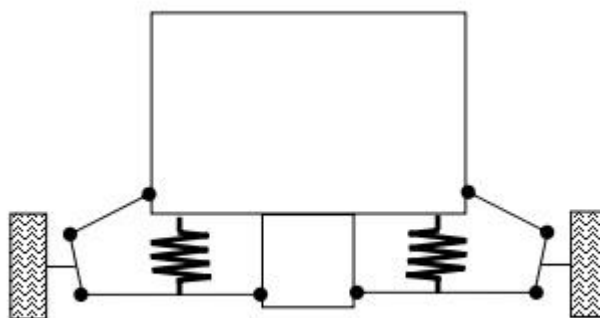
c) **De Dion** (kombinace tuhé a kyvadlové nápravy)



Obr. 1.5. Kombinace tuhé a kyvadlové nápravy „de-Dion“ [7]

1.2.2 NEZÁVISLÉ ZAVĚŠENÍ KOL

Každé kolo je zavěšeno zvlášť na karoserii nezávisle na pohybu protilehlého kola. Skládá se z jednoho nebo několika závěsných ramen. Toto řešení umožnilo podstatné snížení hmotnosti neodpružených hmot. U poháněných náprav je pohon (rozdvodovka a diferenciál) upevněn na karoserii. [1][4]



Obr. 1.6. Nezávislé zavěšení kola [2]

U nezávislého zavěšení kol nevzniká třepetání. Mezi uloženími je dostatek místa na motor nebo jiné konstrukční části vozidla.



DRUHY NEZÁVISLÉHO ZAVĚŠENÍ KOL PŘEDNÍ NÁPRAVY

Lichoběžníková (dvojice příčných trojúhelníkových ramen)



Obr. 1.7. Lichoběžníková náprava [7]

Náprava McPherson (teleskopická vzpěra a spodní trojúhelníkové rameno)



Obr. 1.8. Náprava McPherson [7]



DRUHY NEZÁVISLÉHO ZAVĚŠENÍ KOL ZADNÍ NÁPRAVY

Torzní kliková náprava (spřažená náprava)

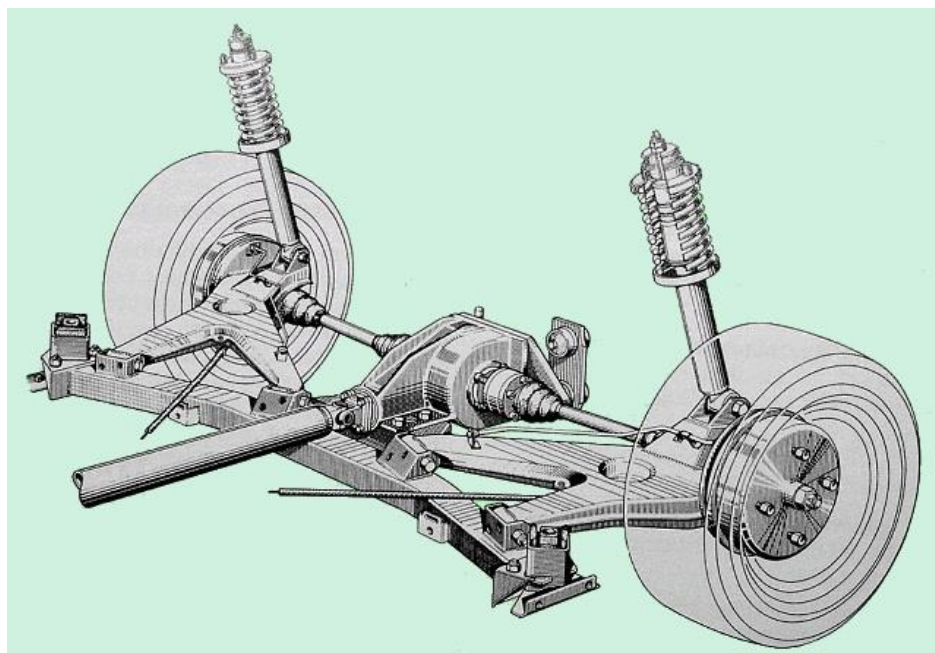


Obr. 1.9. Spřažená kliková náprava [8]

Kliková náprava (podélná ramena s příčnou osou kývání)



Obr. 1.10. Kliková náprava [8]

**Kyvadlová úhlová náprava (trojúhelníková ramena s šikmou osou kývání)**

Obr. 1.11. Kyvadlová úhlová náprava [30]

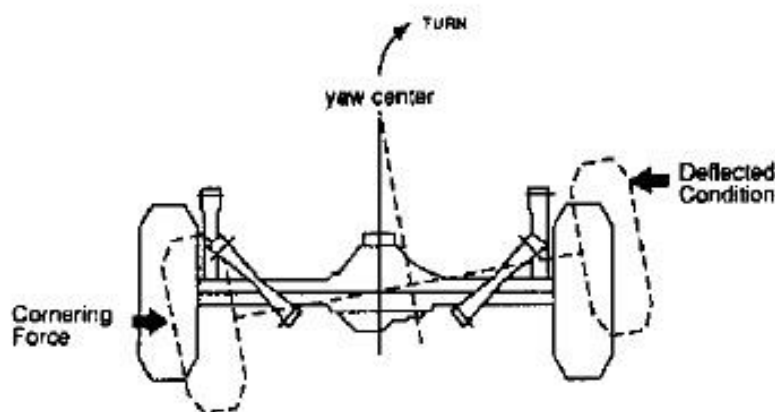
DRUHY NEZÁVISLÉHO ZAVĚŠENÍ KOL PŘEDNÍ A ZADNÍ NÁPRAVY**Víceprvková (kolo je zavěšeno na více ramenech)**

Obr. 1.12. Víceprvková náprava [31]

1.3 SAMO ŘÍDÍCÍ EFEKT

Pružné prvky v soustavě zavěšení kol a řízení mohou vyvolávat boční síly a vratné momenty, které natáčí samovolně kola kolem svislých os. Při naklápění vozidla dochází také k tomuto efektu. [14]

Princip samořízení je znázorněn na obrázku (**Obr. 1.15.**). Tuhá náprava se natáčí kolem své svislé osy procházející středem rotace (yaw center). Pokud dojde k tomu, že se střed rotace (yaw center) zadní nápravy před osou kol na nápravě, dochází k přetáčivému chování (**Obr. 1.13.**). Boční síla vznikající při průjezdu zatáčkou, pak způsobuje rotaci (posun) nápravy v opačném směru jako kola řízená. [14] [17]



Obr. 1.13. Přetáčivost vozidla [17]

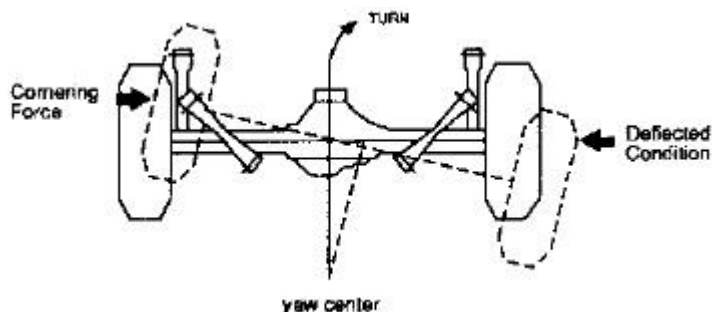
K nedotáčivosti dochází, pokud se střed rotace (yaw center) zadní nápravy nachází za osou kol na nápravě (**Obr. 1.14.**). Při průjezdu zatáčkou vzniká boční síla, které způsobuje rotaci nápravy ve stejném směru jako kola řízená.

Boční sílu pojmáme jako prosté zatížení nápravy σ_{cf} po dobu působení příčného zrychlení a_y . Nedotáčivý účinek nápravy $K_{lf_{\alpha}}$ přímo vyplývá z úhlu řízení, který určuje přední a zadní náprava.

Samořízení vznikající na přední nápravě je závislé na řidiči. Ten musí při průjezdu zatáčkou o stejném poloměru korigovat směr přidavným natočením volantu. Nemění se tedy úhel rejdu, ale úhel natočení volantu.

Při samořízení kol na zadní nápravě dochází k nejen ovlivnění natočení volantu, ale také k natočení předních kol. K natáčení kol dochází také při klopení karoserie vozidla. Míra klopení je vyjadřována součinitelem klopení $\beta_{f,r}$.

Nastavení a vlastnosti samořízení se odlišují pro přední a zadní nápravy, jak z konstrukce zavěšení, tak i z požadavků na dosažení jízdní stability pro bezpečné řízení vozidla. [14]

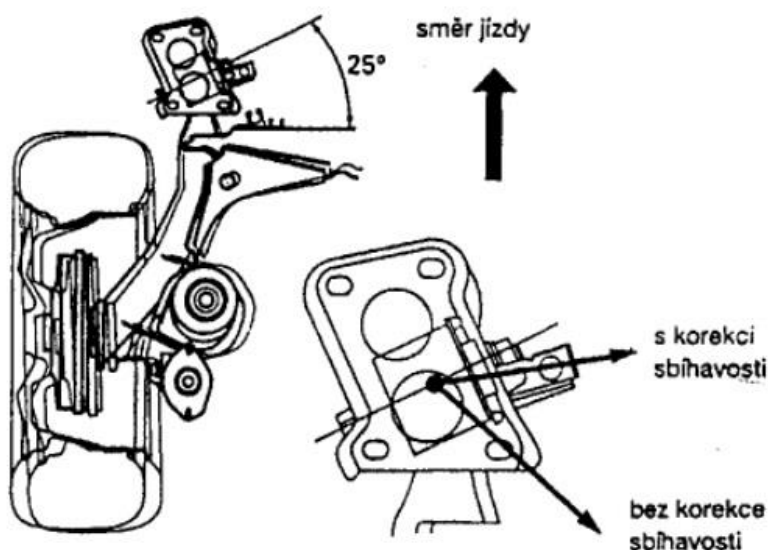


Obr. 1.14. Nedotáčivost vozidla [17]

1.3.1 SAMOŘÍZENÍ ZADNÍ NÁPRAVY

U zadní nápravy s nezávislým zavěšením způsobuje změnu sbíhavosti silové působení v podélném směru (brzdění) a příčném směru (boční síla při ubrání plynu v zatáčce). Rozbíhavost zadních kol způsobuje přetáčivost vozidla, což je z hlediska jízdních vlastností nevýhodné. Proto tedy u zadních nezávislých náprav bývá nastavená sbíhavost, která má stabilizační účinek při jízdě vozidla. [14]

Vliv boční síly na sbíhavost kol při průjezdu zatáčkou je u vozů Volkswagen Golf IV a škoda Octavia (do modelového roku 2005) částečně zmírněn speciální konstrukcí pružného lůžka (Obr. 1.15.) [3] [14]



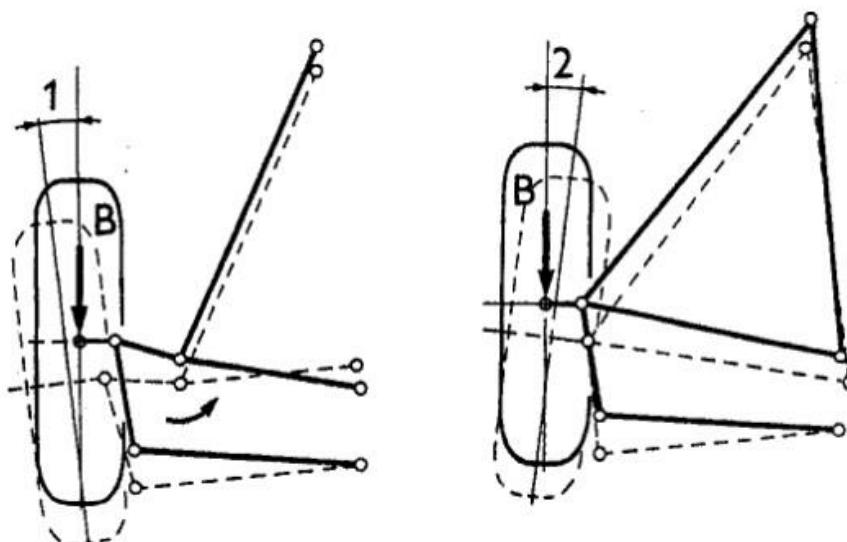
Obr. 1.15. Zadní náprava VW Golf IV [3]



Ve chvíli působení boční síly a při snaze nápravy posunovat se, kdy nedochází ke změně sbíhavosti kol, se pryžový nákrůžek opře o držák vychýlený o 25° od roviny rovnoběžné s příčnou rovinou vozu. Celá náprava se pak natáčí kolem středu rotace (**Obr. 1.15.**) a dochází ke zlepšení směrové stability při průjezdu zatáčkou. [14]

1.3.2 SAMOŘÍZENÍ PŘEDNÍ NÁPRAVY

Elastokinematické zavěšení u přední nápravy umožňuje stabilizaci směru jízdy vozidla při brzdění. Vlivem působení brzděné síly B u tohoto typu náprav mají kola tendenci ke sbíhavosti, čímž se kompenzuje účinek brzděné síly (**Obr. 1.16. vpravo**). Koncepce bez elastokinematického uložení mají naopak tendenci k rozbíhavosti. Vozidlo se pak při brzdění stáčí na stranu intenzivněji na stranu brzděného kola (**Obr. 1.16. vlevo**). [14]



Obr. 1.16. Elastokinematické uložení přední nápravy [3]

Elastokinematické vlastnosti předních náprav ovlivňují do jisté míry také prvky soustavy řízení. Tuhost a vůle jednotlivých prvků soustavy řízení určuje samovolné ovlivnění řízení vozidla. [14]



2 GUMOKOVOVÉ POUZDRA

V automobilovém průmyslu se často využívají pružné gumokovové pouzdra tzv. silentbloky. Jsou určeny k tlumení rázů, přenášení sil, dokážou aktivně či pasivně izolovat kmity a izolovat do jisté míry hluk vzniklý při jízdě po nerovné vozovce. Vysoká úroveň technologie používaných pryží s sebou nese vysokou úroveň kvalitních antivibračních komponentů o požadovaných vlastnostech. [9] [10]



Obr. 2.1. Druhy kovopryžových pouzder u vozidel [9]

2.1 VÝROBA GUMOKOVOVÝCH POUZDER

Vyrábějí ze speciální směsi gumy ve formě granulátu, které se pomocí moderních technologií zpracovávají na finální výrobky (**Obr. 2.2.**). Tato směs je pružná a vykazuje se velmi dobrými tlumícími vlastnostmi. Silentbloky ze speciální pryže na bázi NR, SBR a NBR kaučuků v standardní tvrdosti 55ShA. Konstrukce silentbloků umožňuje snášet vysoké zatížení bez potřeby mazání a větší údržby. Nevýhodou silentbloků je stárnutí pryže, při které ztrácí své původní vlastnosti. Po čase se stávají poddajnějšími a můžou tak způsobit zhoršení jízdních vlastností – nedostatečné tlumení rázů a vibrací. [10] [11]

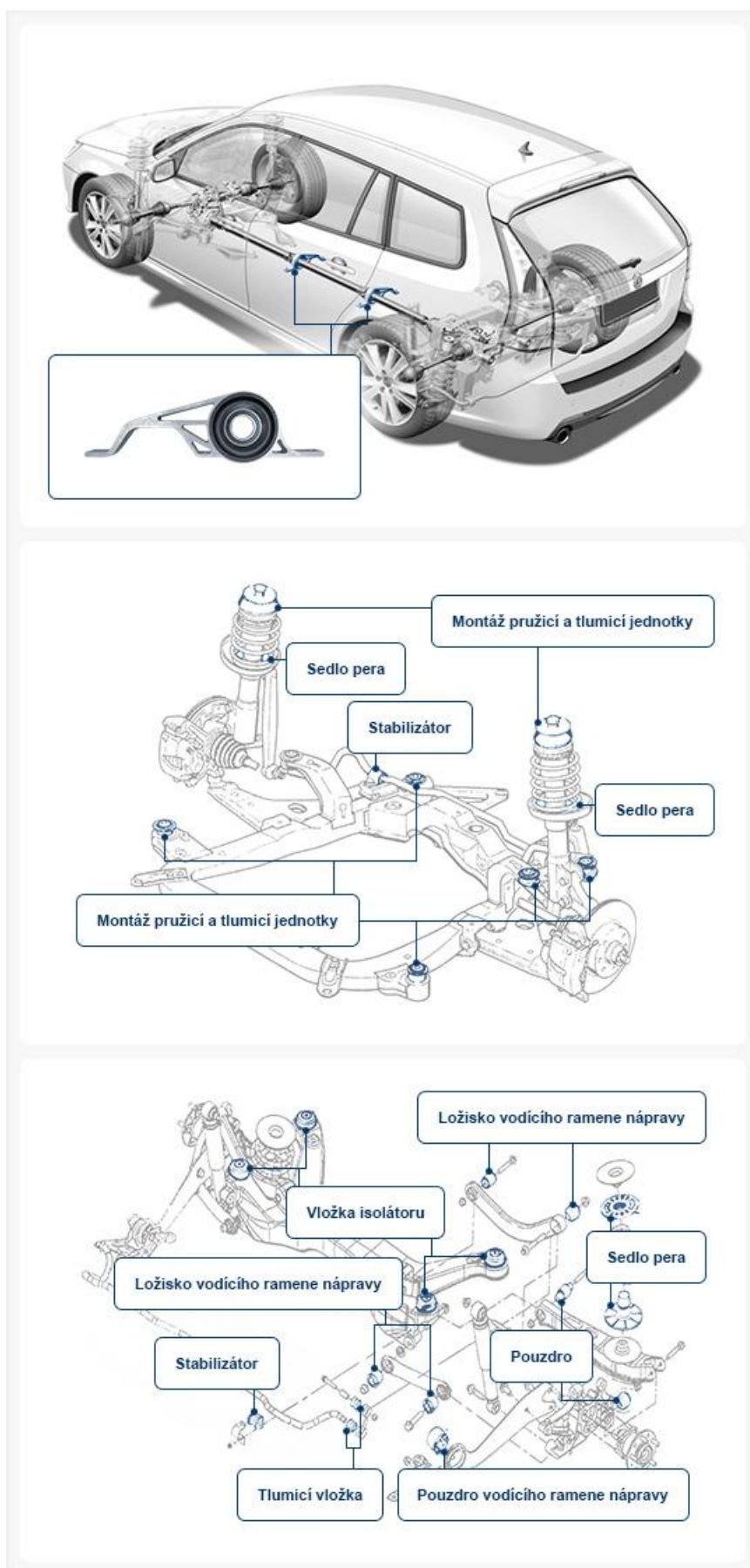


Obr. 2.2. Směs gumy ve formě granulátu [9]

Alternativa tlumící hmoty může být např. polyuretan. Tento materiál je sice tvrdší než gumová směs, což s sebou nese zhoršení tlumících vlastností. Vývoj však jde stále dopředu a současné hmoty na bázi polyuretanu jsou houževnatější a pružnější. Srovnatelně dokážou pohlcovat vibrace a hluk jako gumová směs. Vykazují se vyšší životností a jsou podstatně tužší. Nevýhodou je o něco vyšší cena. [11]

2.2 UMÍSTĚNÍ GUMOKOVOVÝCH POUZDER VE VOZIDLE

Nejpočetnější zastoupení silentbloků se nachází v podvozkové části vozidla. Dnešní moderní vozidla obsahují desítky těchto prvků. Nejčastější použití je v oblasti ramen o různých tvarech, tyčí stabilizátorů a pomocných náprav. Silentbloky mají největší vliv na komfort jízdy, jízdní vlastnosti a bezpečnost jízdy. Proto je nezbytné kontrolovat jejich stav. V případě opotřebení vyměnit stávající poškozený silentblok za nový a zamezit tak nadměrné vůli v ramenech. Vůle v ramenech může ovlivňovat celkovou geometrii nápravy, která se projevuje zvýšeným opotřebením pneumatik, horší ovladatelností a zhoršením stability vozidla při brzdění. [11] [12]



Obr. 2.3. Možnosti umístění silentbloků ve vozidle [12]



2.3 VÝMĚNA GUMOKOVOVÝCH POUZDER

Montáž či demontáž silentbloků vyžaduje striktní pravidla. Je zapotřebí použití speciálních přípravků. Musí se dbát na maximální lisovací tlak na zalisování silentbloku např. pouzdra do ramena. Také je důležité správné uchycení přípravku, tak aby se nepoškodila (neodtrhla) gumová část od ocelového pouzdra a nedošlo tak k celkovému poškození silentbloku. Silentblok má přesně definovanou funkčnost, tzn. závislost deformace gumové části od působících sil v různých rovinách. Podle tohoto silového působení je i vyrobena gumová část silentbloku. Pro správné uložení je vybaven výstupkem nebo drážkou na kovovém obalu. Při lisování do náboje musí značka na silentbloku ležet proti značce na náboji, do kterého se lisuje gumový prvek.

Použití pružných prvků je tedy široké a mají své zastoupení v dalších částech vozidla. Např. podložky pro pohlcování vibrací, vnitřní část řemenic, dorazy, uchycení tlumiče a mnoho dalších. [11]



Obr. 2.4. Demontáž silentbloku [11]

2.4 GUMOKOVOVÉ – HYDROLOŽISKA

Jako alternativa se jeví použití hydraulicky tlumící elastomerová uložení tzv. hydroložiska. Skládá se z vnějšího kovového pouzdra, ve kterém je uložen specifický tvarovaný gumový materiál s komorami a průtokovými kanály. Uvnitř kanálů je náplň obsahující speciální tlumící kapalinu. Tlumící vlastnosti kapaliny spolu s tlumícími vlastnostmi gumového jádra dokážou optimálně snížit vibrace také u vyšších kmitočtů s menšími amplitudami. Díly s plným gumovým jádrem neobsahují vibrace kompletně a část se přenáší na ostatní komponenty podvozku. Zvýší se tak projev vibrací a hluku. Hydroložiska mají tedy významné vibroakustické vlastnosti. Gumokovové díly jsou pohybově elastické, a proto jsou vhodné jako spojovací prvky. Podvozky vybavené těmito členy se tak projevují lepší jízdní dynamikou a zvýšenou bezpečností jízdy, protože tuhost elastomerů je přesně sladěna s kinematikou

podvozku. Jízdní situace vyžadují přítomnost této elastokinematiky, která umožňuje optimální postavení kol. Výsledkem je komfortnější a bezpečnější jízda. [18]



Obr. 2.5. Hydroložisko [18]

Jestliže se použije místo hydroložiska obvykle používaný levný tuhý náhradní díl je efekt udávaný výrobcem do značné míry zmenšen. Dochází k změně geometrie sbíhavosti při brzdění. Tuhé prvky sice vydrží déle, ale zato můžou zvýšit riziko nehody.



Obr. 2.6. Montážní poloha hydroložiska [18]

Kapalina protéká kanály podle dané jízdní situace a poskytuje tak nejlepší možný potenciál tlumení. Důležité je věnovat pozornost montážní poloze hydroložiska z důvodu správné orientaci průtokových kanálů. Například u vozidla Mercedes třídy C se ložisko musí umístit tak, aby značka „a“ směřovala v montážní poloze příčného ramene směrem dolů a značka „b“ ke kulové mu čepu (**Obr. 2.6.**).

Při výměně gumokovových dílů je důležité brát zřetel na zaměnitelnost. Hydroložiska a tuhé kovové díly vypadají z vnějšku takřka shodně a rozdíly v jejich kvalitě nejsou vidět na první pohled. Někteří dodavatelé prosazují plné gumové jádro, ale nedisponuje precizního tlumícího efektu a elastokinematických schopností hydroložisek. V mnoha případech však cena rozhoduje, ale to není vždy ta nejlepší cesta. [18]

3 ELASTOKINEMATIKA ZAVĚŠENÍ KOL

Při navrhování moderních osobních automobilů se elastokinematické prvky vyskytují čím dál ve vyšší míře. Tyto prvky s anizotropními vlastnostmi jsou dnes nedílnou součástí každého automobilu. Vývoj v této oblasti má velkou pozornost, protože požadavky automobilových výrobců se neustále zvyšují.

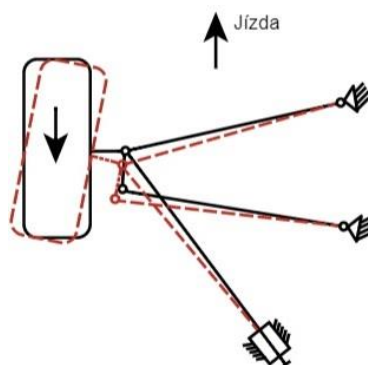
3.1 MĚŘENÍ ELASTOKINEMATIKY ZAVĚŠENÍ KOL

V první řadě je důležité definovat pojem kinematika zavěšení kola. Kinematika zavěšení kola popisuje pohyb svislého propružení a otáčením kola kolem svislé osy. Zavěšení předních kol má tedy 2 stupně volnosti. Pohyby v jiných směrech nejsou tedy možné a popisuje se pomocí geometrie zavěšení. Zatímco elastokinematika definuje změny v postavení kola při kontaktu mezi pneumatikou a vozovkou v případě použití elastokinematických prvků. Tento kontakt vytváří síly a momenty, které mají významný vliv na stabilitu jízdních vlastností vozidla.

Elastokinematika lze měřit, jak v laboratorních podmínkách tzn. u stojícího vozidla, tak i už za pohybu vozidla. Měřením lze zjistit výsledné chování všech komponentů obsahující zavěšení kola, včetně řízení a tlumící jednotky. Nejdůležitější je způsob zavěšení všech kol k rámu vozidla. U současných vozidel se používají pružné elementy tzv. silentbloky, u kterých se zjistilo, že mají největší podíl na změně polohy kola.

Díky měřicím zařízením můžeme simulovat jízdní podmínky a získat tak data udávající představu o přesné poloze kola. Tyto informace se odrážejí na konstrukci zavěšení kola. Složitější jízdní podmínky se vytváří skládáním základních jízdních manévřů (např. akcelerace, brzdění, ...). [13]

Existují tedy speciální zařízení, které umožňují posunout tuto problematiku ve vývoji dále. Jsou však velmi nákladná a v dosavadních případech i rozměrná. Můžeme tedy měřit na zjednodušených zařízeních, která jsou rozměrově a cenově přijatelné (např. zařízení ČVUT kap.3.2.3). [14]



Obr. 3.1. Elastokinematický efekt při brzdění [25]

3.2 SPECIALIZOVANÉ ZAŘÍZENÍ

Na konstrukci zařízení pro měření tuhosti zavěšení kol jsou kladeny požadavky pevného uchycení k rámu vozidla, popř. kola vozidla a zařízení. Toto zařízení musí dokázat vyvolat silové působení v požadovaných a přesně definovaných směrech.

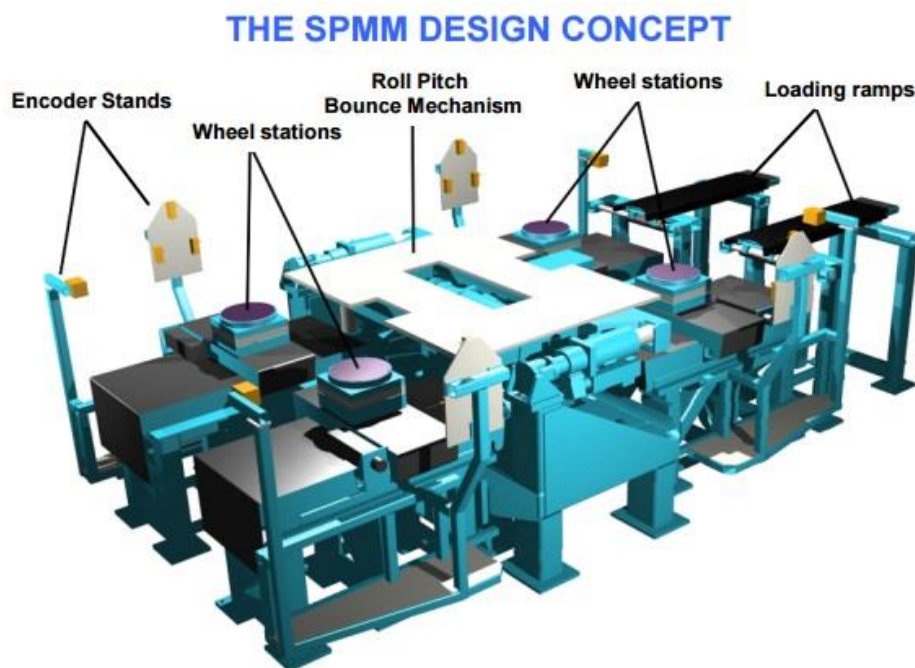
3.2.1 SPMM 4000 FROM ANTHONY BEST DYNAMICS

Jedná se o standartní verzi stroje pro měření parametrů zavěšení kola od britské společnosti ANTHONY BEST DYNAMICS. Přesné označení stroje SPMM 4000 – high speed.

Umožňuje kvazi-statické měření charakteristiky zavěšení kola. Může být hodnocený široký rozsah parametrů, obecně to může být tuhost, hystereze, podélná a příčná poddajnost, ovladatelnost a charakteristika řídicího systému. Znalost těchto parametrů a charakteristik je nezbytným nástrojem k porozumění chování vozidla.

SPMM je přesné, jednoduché k použití, spolehlivé a bezpečné testovací zařízení. Bývá dostupné buď se čtyřmi základnami kol pro měření všech kol současně nebo se dvěma základnami pro měření pouze jedné nápravy vozidla. Souprava může měřit široký rozsah posuvů, sil a momentů zavěšení kol a může vyhodnotit mnoho druhů charakteristik. Každá z os může být posunuta v kombinaci s jinou osou.

SPMM je pohyblivé těleso uloženo k základovému desce zařízení. Výhodou je, že má schopnost vyvolat pohyby, které jsou podobné chování vozidla na silnici. Model zařízení je popsán na následujícím obrázku (**Obr. 3.2.**). [16]



Obr. 3.2. SPMM 4000 a jeho hlavní části [19]



HLAVNÍ ČÁSTI ZAŘÍZENÍ

- Loading ramps (nájezdové rampy)
- Wheel stations (kolové základny)
- Roll pitch bounce mechanism (budící mechanismus)
- Encoder stand (stojany)

LOADINGS RAMP

Nájezdové rampy slouží k najetí vozidla na zařízení.

WHEEL STATIONS

Kolové základny nám umožňují posuv v podélném a příčném směru pro široký rozsah rozvorů a rozchodů kol automobilů. Tyto pohyby nám taky zaručují simulaci brzdění, zrychlování a zatáčení vozidla. Horní část kolové základny je otočná a eliminuje tak vratný moment kola. Pohon je opatřen servomotory. [19]

Pro měření zatížení působícího na kolo je použito víceprvkových piezoelektrických tenzometrů. Ty umožňují měřit síly a momenty ve všech třech osách. Navíc je možno určit x-ovou a y-ovou polohu středu kontaktní plochy. [20]

ROL PITCH BOUNCE MECHANISM

Budící mechanismus pro klonění, klopení a pružení se skládá z pohyblivého stolu, ke kterému je karoserie vozidla upnuta. Přesná regulace pohyblivého stolu je dosažena pomocí 6 lineárních elektromechanických pohonů, které omezí šest stupňů volnosti. Mechanismus dokáže simulovat běžné jízdní režimy. [19]

ENCODER STANDS

Stojan rotačních snímačů potenciometrů (ABD dynamic Arm) a jednoho lineárního potenciometru se šesti stupni volnosti.

ABD zařízení funguje podobně jako SPM4000. Využívá pět digitálních lankových potenciometrů, které jsou upnuty k vyvážené desce a pevně uchyceny ke kolu pomocí matic kol. (**Obr. 3.3.**). Rotační deska neumožňuje otáčení kola, ale pouze kopíruje naklápění kola.



Obr. 3.3. SPMM 4000 s ABD dynamic arm in Japan [20]

MOŽNOSTI TESTOVÁNÍ NA ZAŘÍZENÍ

Řídící vstupní veličiny:

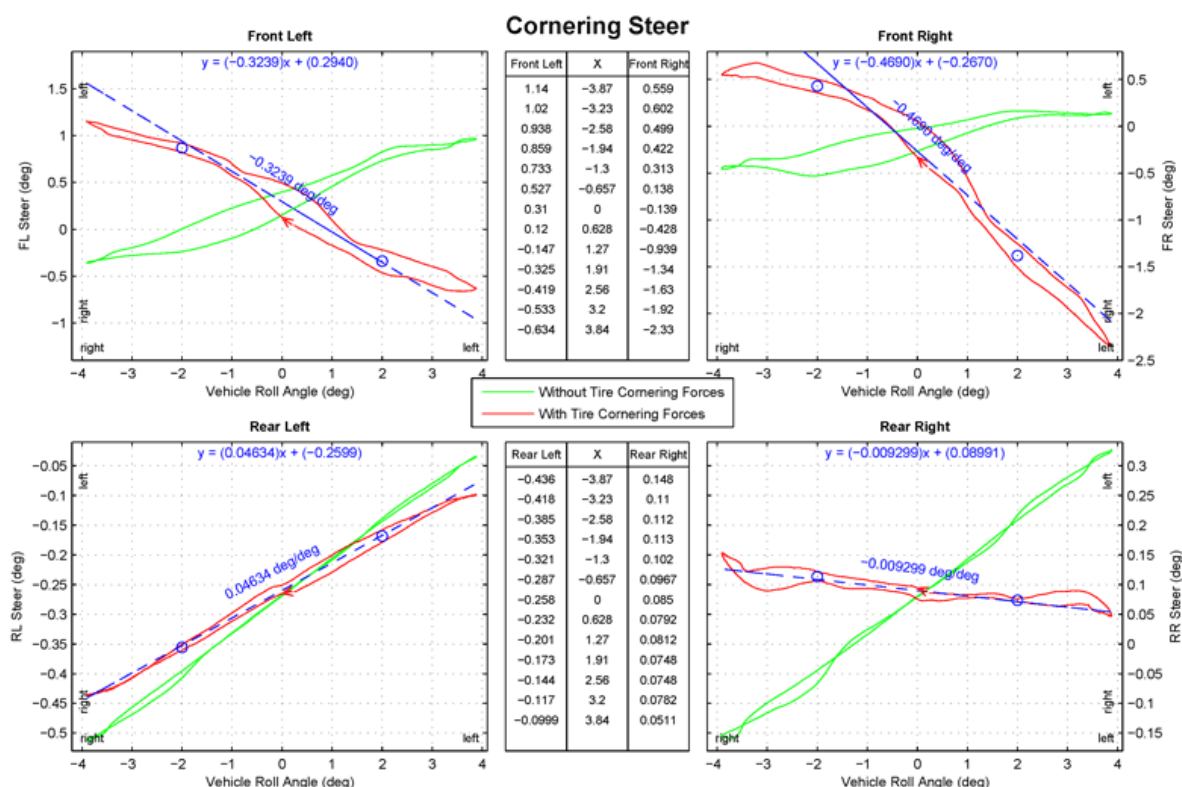
- vertikální posuv karoserie
- naklápění karoserie
- podélné zatížení kola
- příčné zatížení kola
- vratný moment kola
- silové působení na volant vozidla

Měřené veličiny:

- odklon kola
- sbíhavost kol
- vertikální posuv
- podélný posuv kola
- příčný posuv kola
- velikost sil a momentů působící na kola

VÝSTUP Z TESTOVÁNÍ NA ZAŘÍZENÍ SPMM4000

Používá se interaktivní zařízení na vykreslení grafů. SPMM Grapher je dodáván SPMM. Zařízení umožňuje zobrazovat výsledky testu hned po dokončení měření a poskytuje okamžitý automatický výpočet hodnot. Může být zobrazeno více grafů najednou a také porovnat křivky z předešlého měření. ABD je také kompatibilní se softwarem MATLAB[®] based post processing package. Dokáže automaticky vyřešit výsledky z řady testů a vytvořit zprávu. Zpráva může být přizpůsobena zákaznickým požadavkům. [19] [20]



Obr. 3.4. Grafické vyhodnocení zkoušky SPMM 4000 [27]

3.2.2 MTS K&C SYSTEM

Americká firma MTS využívá konstrukčně podobné zařízení jako v kap. 4.3.1 pro měření kinematiky zavěšení kol. Má podobnou konstrukci jako SPMM4000. Je také vybavena čtyřmi základnami kol pro měření všech kol současně nebo se dvěma základnami pro měření pouze jedné nápravy vozidla. Zásadně se liší v tom, že během provádění zkoušky je karoserie pevně uchycena nehybně k základové desce pomocí hydrauliky či elektromagnetického upínacího ventilu. Všechny pohyby se realizují základnami kol. Zaznamenávají se síly ve všech třech osách. Poloha kol se zjišťuje pomocí šestiosého optického zařízení. [21] [14]

Řídicí systém obsahuje 79 kanálů měřených dat v případě použití čtyř základen kol a servopohony vyžadující 25 kanálů. Průběh měřených hodnot lze sledovat na zobrazovacím zařízení a naměřená data se ukládají na pevný disk pro pozdější zpracování a analýzu. [14]



Obr. 3.5. MTS K&C systém [19]

Zařízení SPMM4000 je tedy velmi blízké systému MTS K&C. Rozdíl je v měřících systémech pohonů.

Jejich výhodou je velmi sofistikované řešení simulace reálných jízdních stavů, velké množství měřených parametrů a tím pádem i získaných dat a také úroveň jejich automatizace, která usnadňuje provádění testů. Naopak nevýhodou bude složitost, prostorová náročnost a zejména pak jejich vysoká cena.

Existuje několik klíčových znaků MTS K&C systému. Každá základna má šestiosou tenzometrickou zatěžovací buňku, která snímá síly a momenty působící na základny kol vozidla. Bezkontaktní snímání posunutí kola poskytuje šestiosý měřící systém, který díky pohyblivému prvku konstrukce zajišťuje jednoduché vizuální nastavení. **Obr.3.6.** demonstruje princip tohoto systému na levém předním kole. [21]



Obr. 3.6. MTS K&C systém [32]



MTS se skládá ze čtyř základních elementů:

ZÁKLADNOVÝ MODUL

Vytváří síly pro rozpohybování kola vozidla. Využívají se dvě nebo čtyři základny podle potřeby použití. Každý pár základen, přední nebo zadní, má následující ovládací veličiny, které jsou shodné se systémem SPM 4000. [21]

Řídící vstupní veličiny:

- vertikální posuv karoserie
- naklápění karoserie
- podélné zatížení kola
- příčné zatížení kola
- vratný moment kola
- silové působení na volant vozidla

Měřené veličiny:

- odklon kola
- sbíhavost kol
- vertikální posuv
- podélný posuv kola
- příčný posuv kola
- velikost sil a momentů působící na kola

ZÁKLADNA A SVĚRKA KAROSERIE

Ocelová základna poskytuje automatické nastavení rozvoru a stopy kola na základnovém modulu. Vyrovnává také základny a vytváří tuhou podporu. Hydraulicky a elektromagneticky ovládá kotvící systém a zabraňuje tak pohybování karoserie během testu.

OVLÁDACÍ ŘÍDÍCÍ SYSTÉM

Verze se čtyřmi základnami MTS K&C systému vyhodnocuje 79 kanálů měřících dat a 25 kanálů, které ovládají servopohony. Servopohony vyvolávají silové působení na kola vozidla. MTS model 497 a 498 poskytují okamžité ovládání a odezvu naměřených dat. Data jsou následně zpracovávána, převáděna na potřebné jednotky a uložena na disk. Analýza se vyhodnotí a uchovává pro další použití. [21]

KONTROLA ZKOUŠKY

Probíhá vyhodnocování naměřených dat a vykreslení náležitých charakteristik.

3.2.3 MĚŘÍCÍ STAV PRO MĚŘENÍ ELASTOKINEMATIKY ČVUT

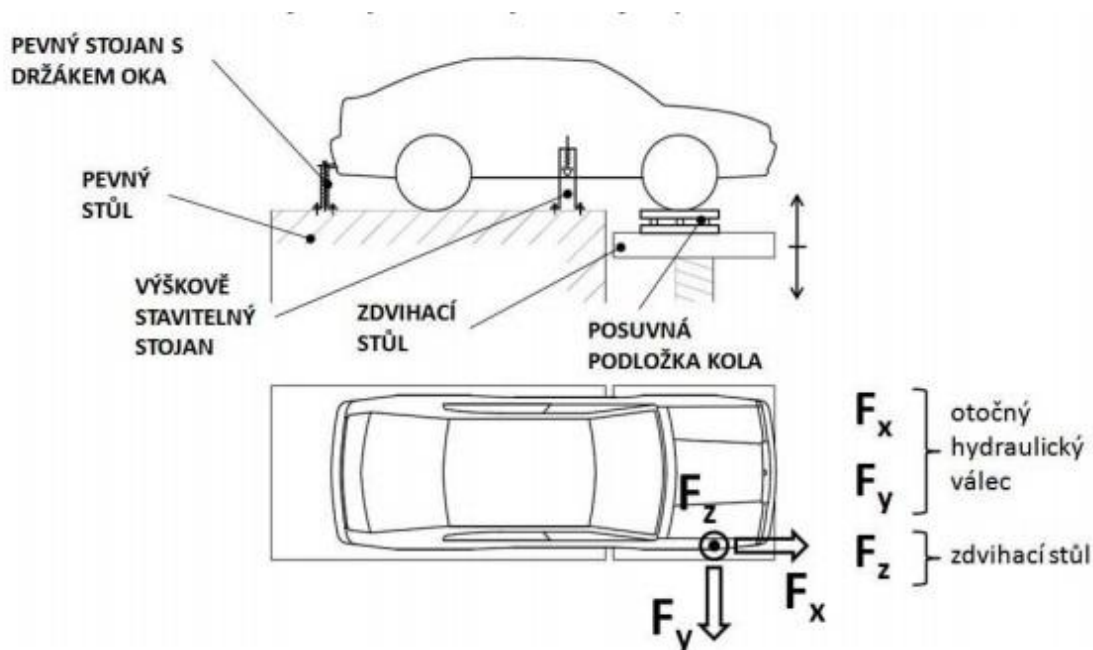
V roce 1993 si ŠKODA AUTO, a.s. objednala u ČVUT v Praze zařízení pro měření poddajnosti zavěšení kol. Pod vedením doc. Ing. Jiřího Svobody dokázali vyvinout prototyp, který zjišťoval vlastnosti zavěšení náprav osobních automobilů. Spolupráce s touto společností přinesla informace o elastokinematických vlastnostech podvozku a agregátu vozidel VW Golf CL, Škoda Forman GLX, Škoda Favorit, Škoda Felicie a mnoha dalších. V devadesátých letech zkušební zařízení (**Obr. 3.7.**) prošlo vývojem, konkrétně zatěžovací zařízení. [15]



Obr. 3.7. Měřicí stav poddajnosti zavěšení kol ČVUT [15]

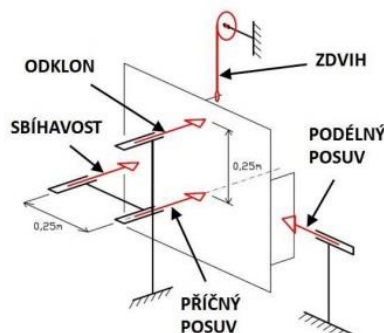
Pomocí pevných stojanů a podpěr, které jsou umístěné na základové desce, se karoserie upevní ke konstrukci měřicí stolice. Pro změnu zdvihu kola se během měření používá elektricky poháněné zvedací zařízení ZS 2400 (TES Vsetín, a.s.). Způsob zatěžování je pomocí hydraulického válce, který je možno pootáčet o 90° a působit na kolo silou v příčném a podélném směru. V roce 1994 hydraulický systém nahradil zatěžování pomocí mostového jeřábu. Měření probíhalo v místech kontaktu zatěžovacího válce a držáku kola. A to

tenzometrickým snímačem síly HBM U2A. Speciálně vyvinutá měřící hlava měřila změnu geometrie zavěšení při zatěžování kola. Hlava je kotvena k zvedacímu stolu a disponovala odpruženým suportem s pevným hrotem a dvěma indukčními snímači. Jejich hroty byly opřeny o skleněnou desku, která je uchycena ke zvedacímu stolu. Pomocí stavitelného přípravku se kola vyrovnávala s rovnoběžnou rovinou. Změnu odklonu kola a sbíhavosti zaznamenávaly indukční snímače. Měření podélného posuvu kola zaznamenávaly snímače přikotveno na zdvihacím stole. Zdvih neboli propružení kola se realizuje snímačem, který je přišroubovaný pomocí speciálního přípravku ke karoserii vozidla. Signál ze snímačů se posílá do zesilovače HBM KW/6 T – 5 a poté na souřadnicový zapisovač SERVOGOR XY 733. Měřící zařízení tedy dokáže v závislosti na působící síle měřit změnu polohy kola u osobních vozidel. Zatěžování lze provádět pouze na jednom kole jedné nápravy vozidla. [15]



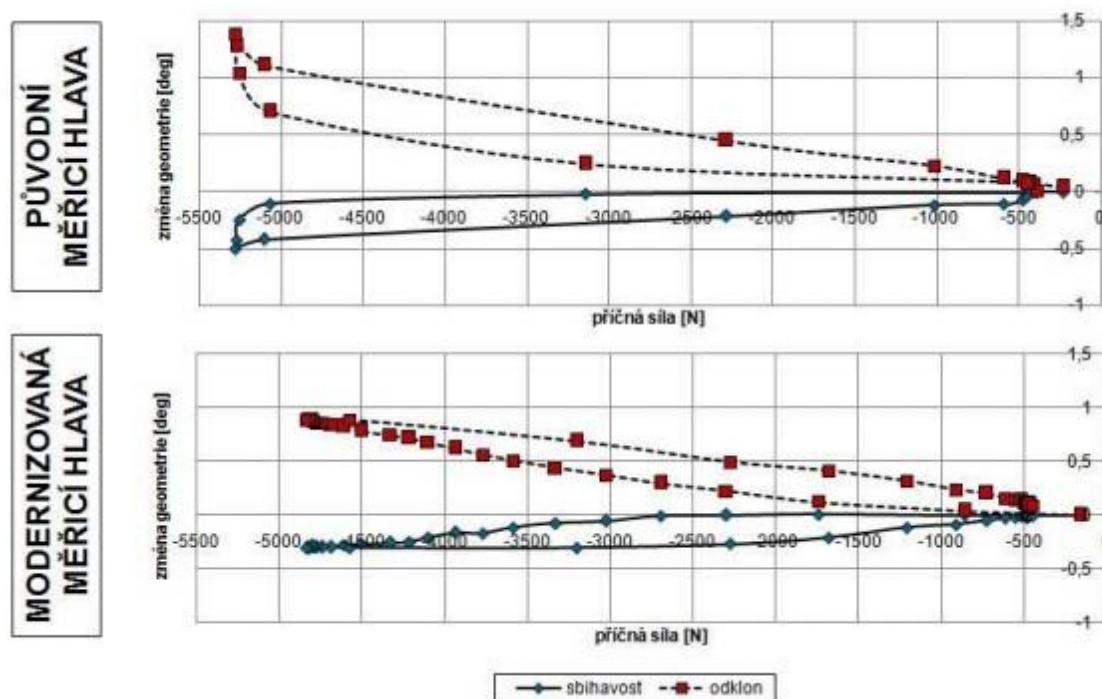
Obr. 3.8. Uspořádání měřícího stavu poddajnosti zavěšení kol ČVUT [15]

V roce 2010 se začalo opět měřit na zkušebním stavu, a to v rámci bakalářské práce, která přinesla návrhy, jak upravit a zlepšit výsledky měření. Projevila se snaha o větší přiblížení se k reálnému provozu a zjednodušení obsluhy zařízení. [15]



Obr. 3.9. Uspořádání upravené měřící hlavy [15]

Snaha o kvalitnější a přesnější výsledky se projevila navržením a následně vyrobením nové měřicí hlavy. Obsahovala moderní snímače, které výrazně zpřesnily naměřené hodnoty. Indukční snímače byly nahrazeny inkrementálními snímači LARM MSL50. Nebyl tedy již potřeba zastaralý zesilovač, který s sebou nesl značné nepřesnosti. Zvětšila se také dvojnásobně vzdálenost mezi jednotlivými snímači a středu kola oproti původní vzdálenosti. Měřicí hlava obsahovala pro měření příčného posuvu snímač navíc. Nahrazen byl také indukční snímač zdvihu za přesnější lankový snímač posuvu Micro-epsilon WPS-500-MK30-P10. Signál získaný ze snímačů se posílá přes měřicí karty v modulu NI Compact DAQ přímo do počítače. Pomocí softwaru Lab View je vytvořen program pro vyhodnocování naměřených dat. Aby se zjistilo, zdali úpravy měřicí hlavy měly smysl, provedlo se porovnávací měření. (**Obr.3.9.**)



Obr. 3.10. Porovnávací měření [15]

Na první pohled je zde patrný výrazně hustší (přibližně pětinašobně) výskyt získaných hodnot, což přispívá k přesnějšímu průběhu měřené charakteristiky. [15] Úpravy na zařízení v současné době stále nejsou u konce. Cílem je změnit způsob zatěžování z jednoosé na dvouosé. Bude zapotřebí další hydraulický válec a změna hydraulického okruhu. Aby bylo možno dosáhnout plynulé regulace zatěžovací síly a elektronického ovládání bude potřeba sáhnout k přestavbě celé ovládací soustavy. Nahrazen bude také držák kola betonovou deskou, která lépe demonstruje jízdní podmínky. [15] [22]

4 NÁVRH MĚŘÍCIHO ZAŘÍZENÍ

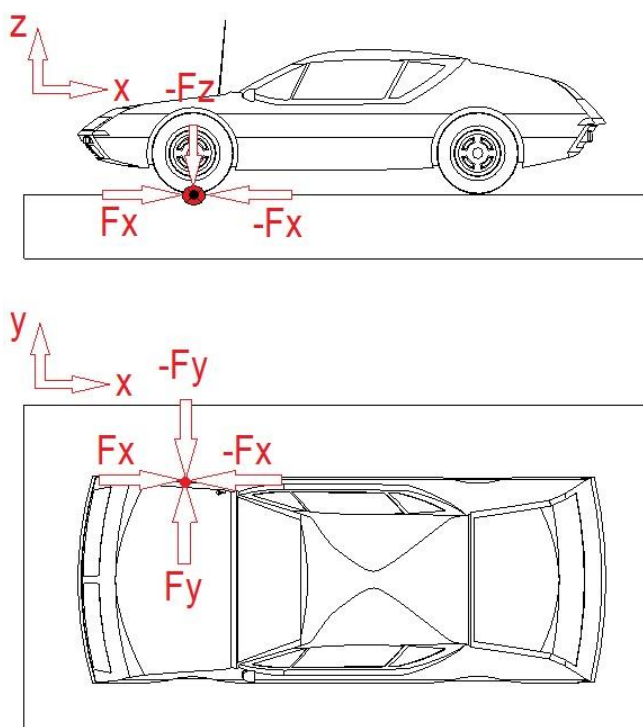
Bezpečnost a komfort jízdy je jednou z nepostradatelných věcí při provozování automobilu. Proto je nutné zajistit jisté požadavky tak, aby se cestující co nejméně cítil v ohrožení života. Významný vliv má způsob uložení celé soustavy k rámu vozidla. Nejčastěji se toto uložení realizuje pomocí pružných prvků tzv. silentbloků. Vývoj těchto komponentů do značné míry budí zájem, a tudíž jsou zapotřebí různé druhy zařízení, které dokážou provádět porovnávací zkoušky.

Cílem bylo navrhnout zařízení pro měření a záznam elastické deformace zavěšení kol automobilu. Navrhnuté zařízení by mělo hodnotit elastokinematiku pouze u stojícího vozidla.

Zařízení jsem označil jako ELAST2017.

4.1 DEFINICE POŽADAVKŮ NA MĚŘÍCÍ ZAŘÍZENÍ

- Rozpohybovat kolo vozidla v příčném a podélném směru
- Navrhnout tak, aby šlo měření na zařízení realizovat ve zkušebně UADI
- Zajistit snadné a rychlé najetí na měřicí zařízení
- Navrhnout kotvící zařízení karoserie vozidla
- Umožnit posuv v příčném a podélném směru 100 mm



Obr. 4.1. Způsob a směr zatěžování



NÁVRH ZAŘÍZENÍ OBSAHUJE

- Konstrukční návrh zařízení
- Kotvící zařízení karoserie
- Nájezdové plošiny
- Pohon zařízení v obou směrech
- Snímač silového působení
- Snímač polohy příčné, resp. podélné desky

4.1.1 NÁVRH SILOVÉHO ZATÍŽENÍ NA KOLO VOZIDLA

V dnešní době je celá řada automobilů, proto je nutné zařízení navrhnout tak, aby šlo použít na široké zastoupení vozidel. Je tedy zvoleno silové působení pro 3 typy vozidel:

(uvedené parametry jsou limitní hodnoty)

1. Osobní vozidlo

$F_z = 6\,000\text{ N}$ (svislé zatížení)

$f = 1,2$ (koeficient adheze)

$F_x, F_y = 7\,200\text{ N}$ (podélné a příčné zatížení)

$F_{adh} = 9\,373\text{ N}$ (adhézní síla)

2. SUV vozidlo (Sport utility vehicle)

$F_z = 8\,000\text{ N}$ (svislé zatížení)

$f = 1$ (koeficient tření)

$F_x, F_y = 8\,000\text{ N}$ (podélné a příčné zatížení)

$F_{adh} = 11\,314\text{ N}$ (adhézní síla)

3. Závodní vozidlo

$F_z = 4\,000\text{ N}$ (svislé zatížení)

$f = 2,5$ (koeficient tření)

$F_x, F_y = 10\,000\text{ N}$ (podélné a příčné zatížení)

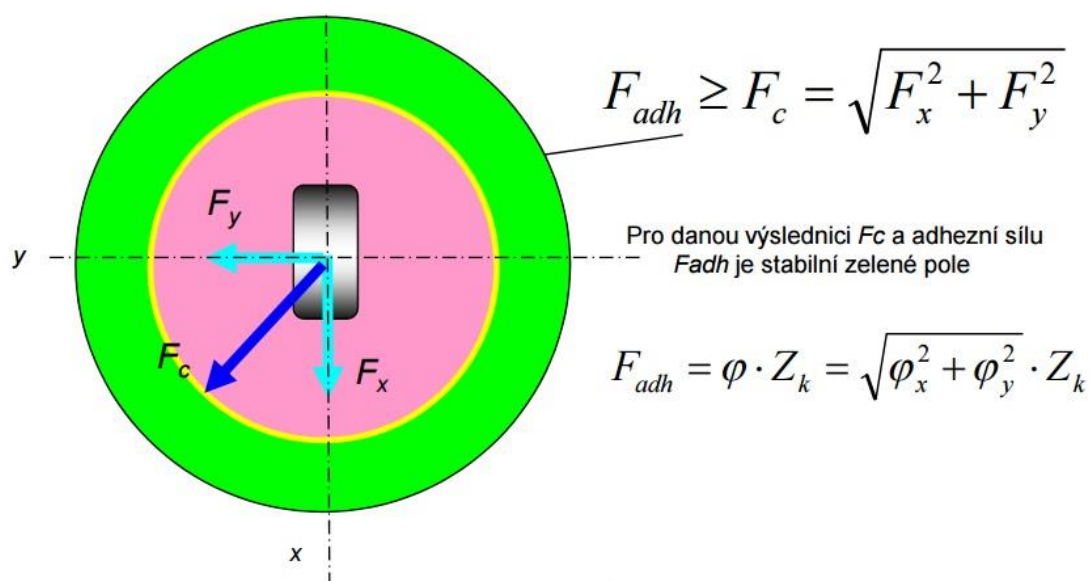
$F_{adh} = 10\,770\text{ N}$ (adhézní síla)

4.1.2 KAMOVA ADHEZNÍ KRUŽNICE

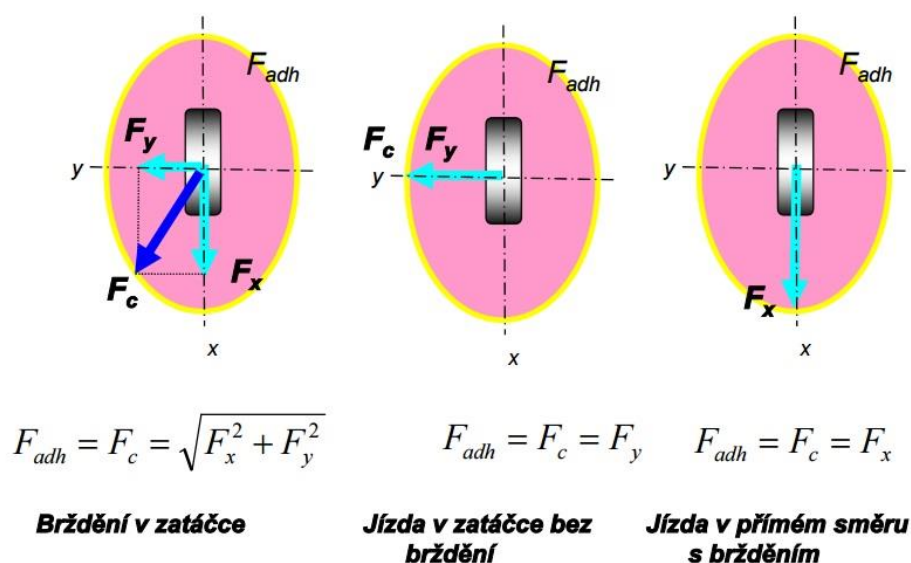
Pro vysvětlení jedná se o sílu mezi pneumatikou a vozovkou ve vodorovné rovině. Oblast stability se nachází v ohraničené oblasti tzv. Kamovy kružnice. Na jednotlivá kola působí síly v podélném F_x a příčném směru F_y . [23]

F_x síla v podélném směru – hnací nebo brzdící

F_y síla v příčném směru – setrvačné síly v zatáčce, boční vítr nebo příčný sklon



Obr. 4.2. Kamova adhezní kružnice [23]

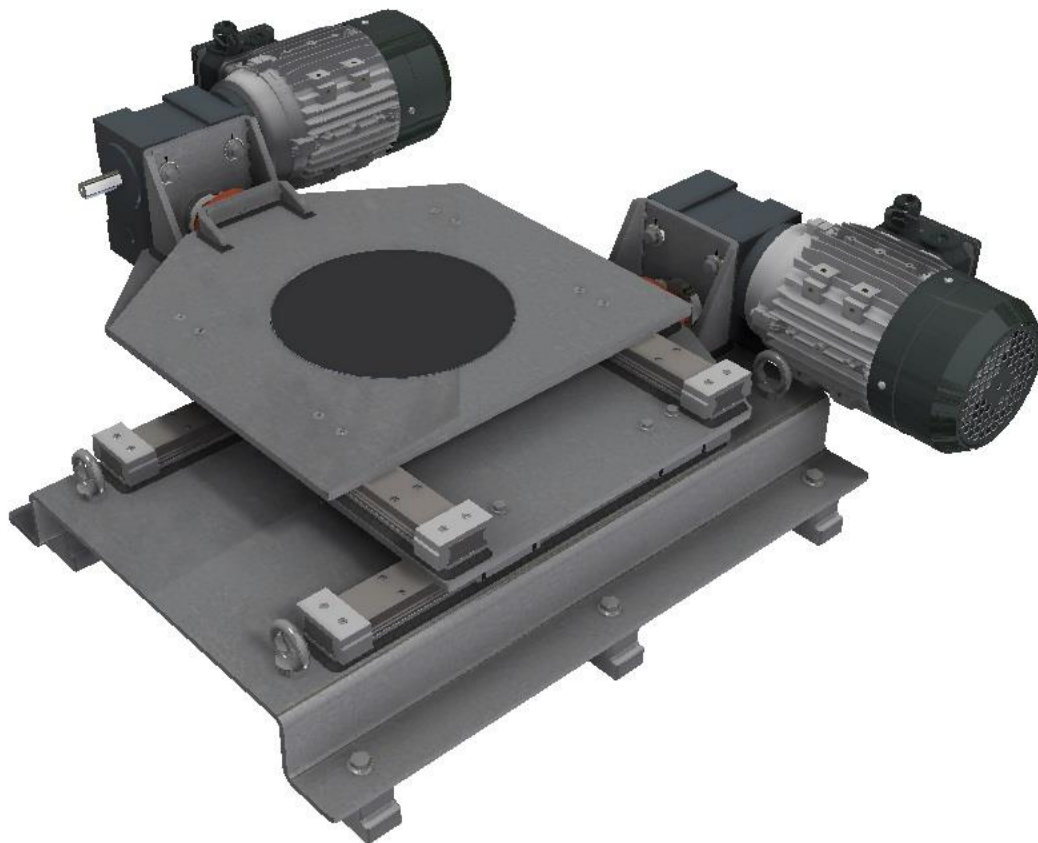


Obr. 4.3. Příklady mezi stability [23]



4.2 KONSTRUKCE ZAŘÍZENÍ ELAST 2017

Koncept zařízení je navržen tak, aby odpovídal zadaným požadavkům a dosahoval tak potřebných naměřených výsledků. Konstrukčním prostředím byl Autodesk Inventor Profesional 2015.



Obr. 4.4. ELAST 2017

ELAST 2017 se skládá ze základních čtyř podsestav jsou to: nosná základová deska (**kap.4.2.1.**), deska pro podélný posuv (**kap.4.2.2.**), deska pro příčný posuv (**kap.4.2.3.**) a otočný talíř (**kap.4.2.4.**). Hmotnost celé sestavy včetně ostatních pro funkci nutných zařízení je 115,5 kg, z toho elektromotory a převodovky mají hmotnost 40,5 kg. Z toho vyplývá, že zařízení bez příslušenství má hmotnost 75 kg. Funkční výška zařízení je 158 mm. Celkově se tak skládá z 145 ks, z toho je 100 ks šroubů a z 6 kusů se skládá pohon Elastu. Každá podsestava je sestavena z několika dílů a jejich spojení je dosaženo svařováním metodou MAG. Soudržnost celé sestavy je zprostředkováno šroubovým spojením. Tyto spojení jsou navrženy tak, aby odolávaly maximálnímu možnému zatížení, které vyvolává již zmíněné silové působení (**kap.4.1.1.**). Posuv v příčném a podélném směru je zprostředkován pomocí lineárního vedení (**kap.4.2.6.**), na které působí pohybový šroub. Ten přes převodovku roztáčí elektromotor (**kap.4.2.5.**). V horní části je otočný talíř uložený v kuželíkovém ložisku (**kap.4.2.7.**), který eliminuje vratný moment kola. Talíř je opatřen zdrsňujícím povrchem pro zvýšení adheze s pneumatikou vozidla. Pro tento případ je použit nalepený smirkový papír o předepsané

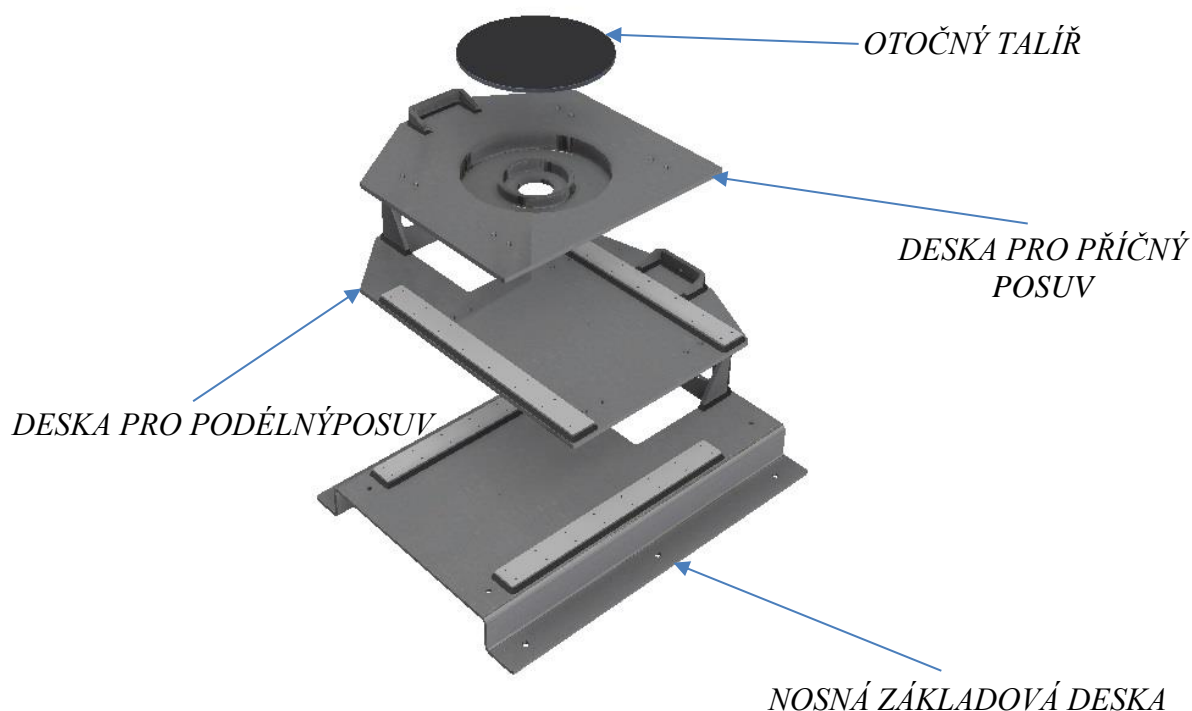


hrubosti. Zařízení je opatřeno transportními oky pro manipulaci a převoz. Také je navrhnutá povrchová úprava celého zařízení – galvanické zinkování.

Pomocí nájezdových plošin (**kap.4.3.1.**) se vozidlo jednoduše dostane na zařízení. Aby se zabránilo pohybu karoserie je také navrženo kotvící zařízení (**kap.4.3.2.**), které je adaptivní na více typů vozidel (Osobní, SUV, závodní). Zařízení je stávající na upínací desce zkušební laboratoře. Pomocí upínacích kostek (**kap.4.2.10.**) a šroubů (**kap.4.2.11.**) je Elast fixně ukotven k základové desce. Samotné měření zajišťují 2 snímače síly (**kap. 4.2.8.**) umístěné pod šrouby příruby zdvižné převodovky. Posuv desek je snímán potenciometrickými snímači, které vyhodnocují změnu polohy desky při silovém působení (**kap.4.2.9.**).

Celá sestava se skládá ze 4 hlavních podsestav:

- nosná základová deska – **kap.4.2.1.**
- deska pro podélný posuv – osa x – **kap. 4.2.2.**
- deska pro příčný posuv – osa y – **kap.4.2.3.**
- otočný talíř – osa z – **kap.4.2.4.**



Obr. 4.5. Přehled jednotlivých podsestav



4.2.1 NOSNÁ ZÁKLADOVÁ DESKA

Tento díl sestavy slouží jako nosič. Na povrchu desky jsou dvě dosedací plochy lineárního vedení pojezdu pro podélný směr. Dosedací plochy jsou přivařeny k nosné základové desce. Za nimi na krajích se nacházejí díry pro transportní oka. V zadní části je umístěna příruba se čtyřmi děrami pro převodovku s elektromotorem. Odtud se v ose díry vyvolává podélný posuv pomocí pohybového šroubu. Na krajních obrubách je šest děr, které umožňují přikotvit nosnou základovou desku k upínací desce zkušebny.



Obr. 4.6. Nosná základová deska



4.2.2 DESKA PRO PODÉLNÝ POSUV

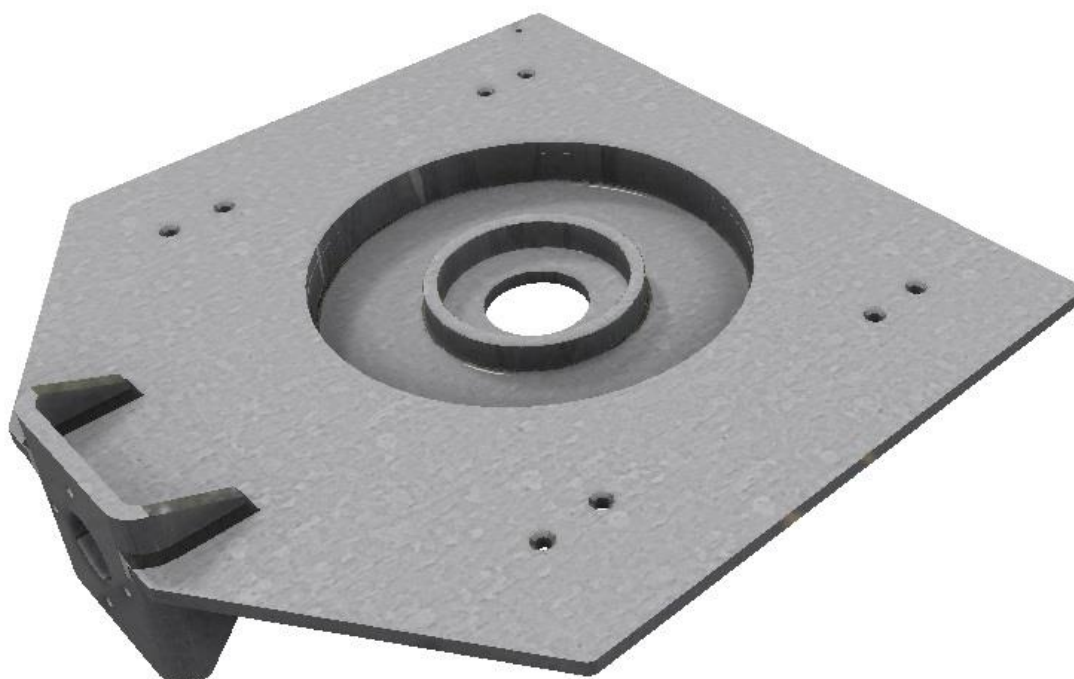
Druhý díl sestavy slouží také jako nosič, ale jen příčné desky. Na povrchu desky jsou dvě dosedací plochy lineárního vedení pojezdu pro příčný směr. V zadní části je umístěna příruba se čtyřmi děrami pro převodovku s elektromotorem. Odtud se v ose díry vyvolává příčný posuv pomocí pohybového šroubu. V pravé části desky se nachází příruba, na kterou dosedá bronzová matice pohybového šroubu. Ten je čtyřmi šrouby pevně spojen s přírubou. Na povrchu desky jsou čtyři díry pro spojení s lineárním vedením podélného posuvu.



Obr. 4.7. Deska pro podélný posuv

4.2.3 DESKA PRO PŘÍČNÝ POSUV

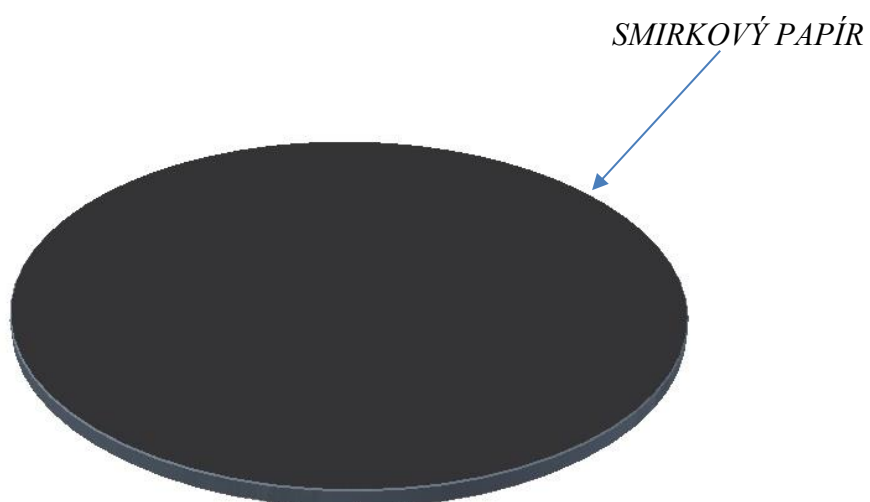
Třetí díl se sestavy slouží jako nájezdová plocha pro kolo vozidla. V prostřední části je miska pro uložení talíře (viz. **kap. 4.2.4.**). V misce je osazení pro kuželíkové ložisko. V přední části desky se nachází příruba, na kterou dosedá jezdec pohybového šroubu. Ten je čtyřmi šrouby pevně spojen s přírubou. Na povrchu desky jsou čtyři díry pro spojení s lineárním vedením příčného posuvu.



Obr. 4.8. Deska pro příčný posuv

4.2.4 OTOČNÝ TALÍŘ

Čtvrtý díl sestavy je otočný talíř. Jeho úkolem je eliminovat vratný moment kola a vytvořit dostatečnou adhezi mezi jeho povrchem a pneumatikou vozidla. Z tohoto důvodu je na povrch nalepen smirkový papír o dané hrubosti. Talíř je uložen otočně v misce. Miska má v osazení nalisované ložisko a talíř dosedá na vnitřní průměr ložiska.

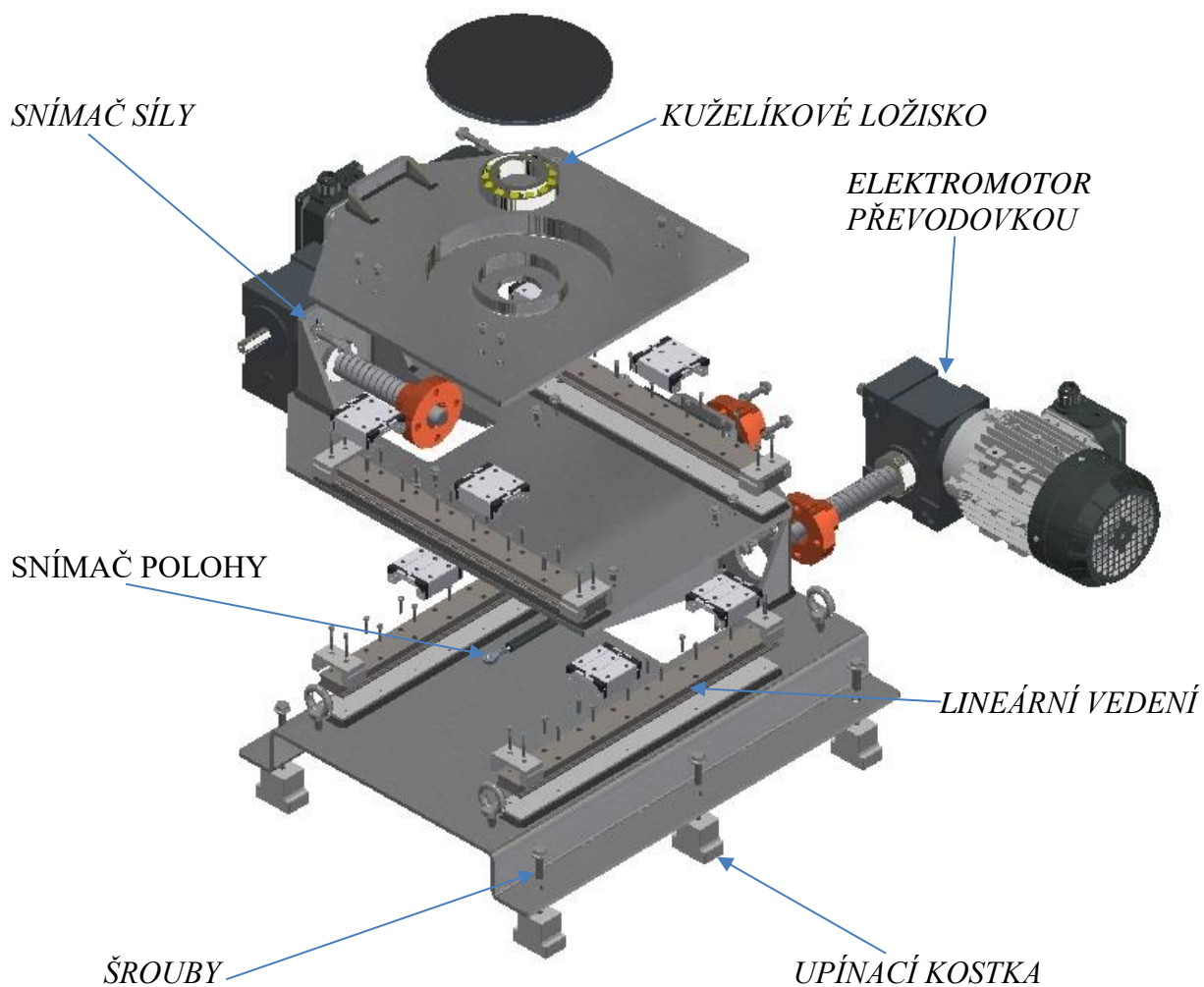


Obr. 4.9. Otočný talíř



Sestava se skládá také z mnoho spojovacích prvků a příslušenství. Tyto dva parametry jsou vedlejší části sestavy a obsahují:

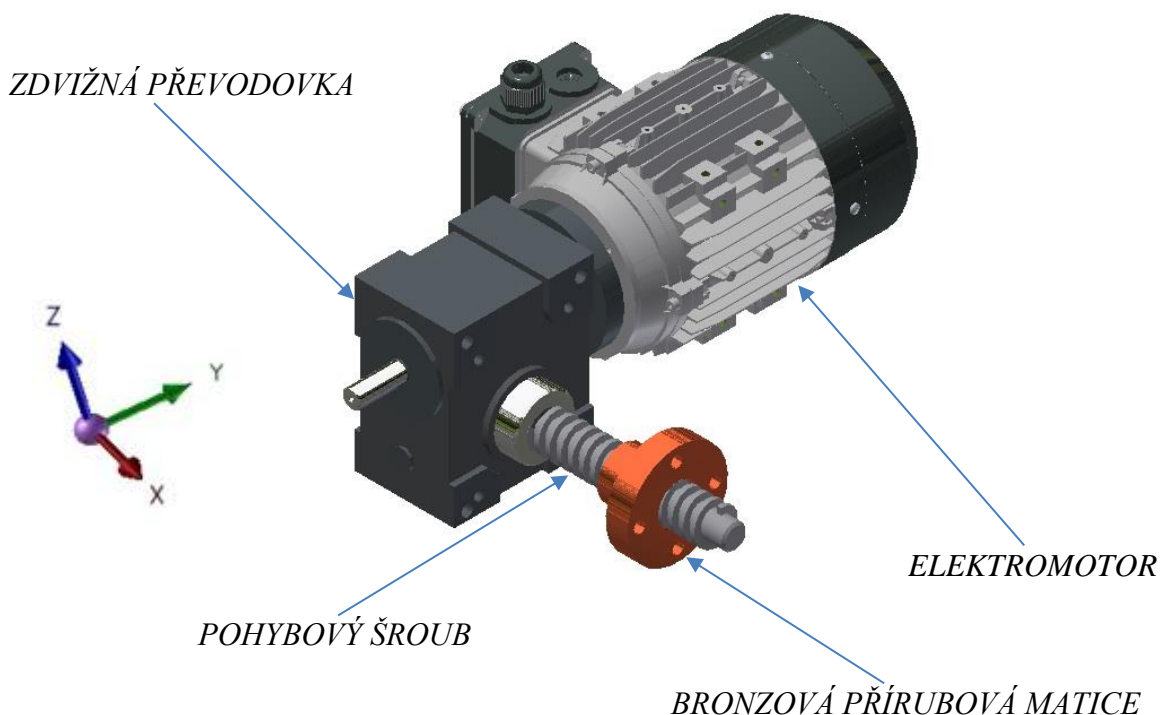
- Elektromotor s převodovkou a pohybovým šroubem - **kap.4.2.5.**
- Lineární vedení - **kap.4.2.6.**
- Kuželíkové ložisko - **kap.4.2.7.**
- Snímač síly - **kap.4.2.8.**
- Snímač polohy - **kap.4.2.9.**
- Upínací kostka – **kap.4.2.10.**
- Šrouby a matice - **kap.4.2.11.**
- Pojistný kroužek – **kap. 4.2.12.**



Obr. 4.10. Rozklad celé sestavy

4.2.5 ELEKTROMOTOR S PŘEVODOVKOU A POHYBOVÝM ŠROUBEM

Posuv se vyvolává pomocí elektromotoru a zdvižné převodovky. Ta redukuje otáčky a přenáší je na pohybový šroub, který rotační pohyb převádí na translační – lineární. Bronzová matice je šrouby svázaná s přírubou desky pro podélný posuv, resp. příčný posuv.



Obr. 4.11. Elektromotor s převodovkou a pohybovým šroubem

PŘEHLED POUŽITÝCH PARAMETRŮ ELEKTROMOTORU

- Maximální dynamické zatížení:

$$F = 20000 \text{ N}$$

- Zajistit rychlost lineárního posuvu maximálně:

$$v = 3,1 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$$

- Stoupání šroubu:

$$p = 6 \text{ mm}$$

- Účinnost převodovky:

$$n_{\text{gearbox}} = 100\%$$



- Účinnost šroubu: $n_{screw} = 18\%$
- Převodový poměr: $i = 30$
- Moment na prázdno: $M_L = 0,26 Nm$
- Vstupní hnací rychlost: $n_1 = 930 min^{-1}$
- Koeficient bezpečnosti: $sf = 1,5$

VÝPOČET PARAMETRŮ ZDVIŽNÉ PŘEVODOVKY

Výpočet kroutícího momentu:

$$M_G = \frac{F \cdot p}{2000 \cdot \pi \cdot \eta_{gearbox} \cdot \eta_{screw} \cdot i} + M_L = \frac{20000 \cdot 6}{2000 \cdot \pi \cdot 1 \cdot 0,18 \cdot 30} = 3,8 Nm$$

Výpočet kroutícího momentu při uvažování koeficientu bezpečnosti:

$$M_R = M_G \cdot sf = 3,8 \cdot 1,5 = 5,7 Nm$$

Výkon motoru:

$$P_M = \frac{M_R \cdot n_1}{\pi \cdot 30000} = \frac{5,7 \cdot 930}{\pi \cdot 30000} = 0,55 kW$$

Rychlost lineárního posuvu:

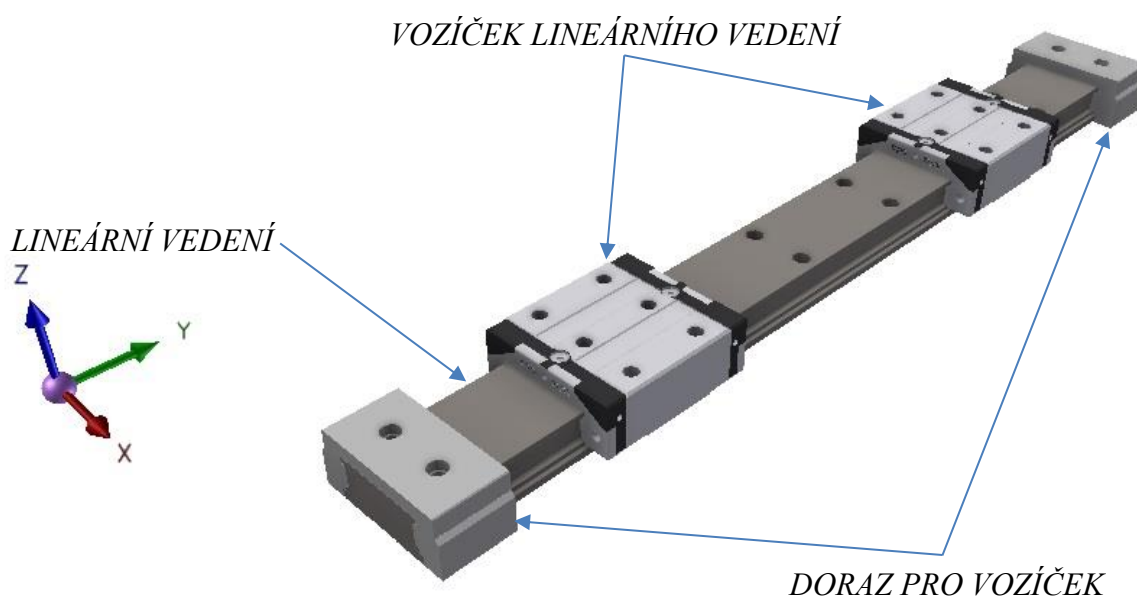
$$v = \frac{n_1 \cdot p}{60 \cdot i} = \frac{930 \cdot 6}{60 \cdot 30} = 3,1 mm \cdot s^{-1}$$

Príslušné výsledky jsem vyhodnotil a vybral potřebné spotřebiče. Pro pohon jsem tedy použil asynchronní motor o výkonu $P = 0,55 kW$ a otáčkách $n_1 = 930 min^{-1}$. Zdvižná převodovka s poměrem $i = 30$ a se stoupáním pohybového šroubu $p = 6 mm$. Rychlost lineárního posuvu je $v = 3,1 mm \cdot s^{-1}$.

4.2.6 ŠIROKÉ KULIČKOVÉ LINEÁRNÍ VEDENÍ – WRC

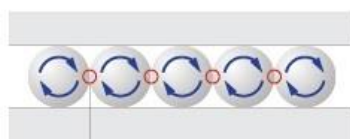
PŘEHLED POUŽITÝCH PARAMETRŮ VEDENÍ

- Dynamické zatížení: $F_D = 9,9 - 22,3kN$
- Statické zatížení: $F_S = 9,9 - 22,3kN$
- Klopný moment: $M_k = 634Nm$



Obr. 4.12. Kuličkové lineární vedení ELAST 2017

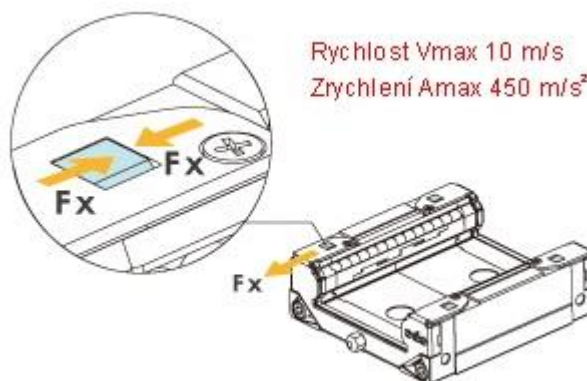
Posuv je proveden pomocí kuličkového lineárního vedení WRC od firmy RAVEO s.r.o. Systém využívá tzv. o-systém zajišťující rovnoměrné rozložení zatížení ve všech směrech. Použití tohoto systému se vykazuje velice tichým chodem při použití vysokého zatížení, díky rotujícím kuličkám. Kontaktní bod je pouze mezi jednotlivými kuličkami, kde vzniká vysoký tlak na povrch kuliček (**Obr.4.12.**). Větší průměr použitých kuliček zvyšuje až o 30 % statické i dynamické zatížení. [24]



Obr. 4.13. Kuličky lineárního vedení [24]



Vyztužené nerezové pláty tvaru L, které jsou přišroubovány k vrchní a spodní straně vozíku. Mají vysokou tuhost, možnost vysoké rychlosti pro dané aplikace a chrání koncové těsnění. Celý systém je zcela uzavřený. Zabraňuje vniknutí prachových částic do vozíku a ztrátám maziva, což vede k prodloužení životnosti. (**Obr. 4.14.**) [24]



Obr. 4.14. Vozíček lineárního vedení [24]

4.2.7 KUŽELÍKOVÉ JEDNOŘADÉ LOŽISKO

PŘEHLED POUŽITÝCH PARAMETRŮ LOŽISKA

- Typ **30211 A ZKL**

- Dynamická únosnost:

$$C_r = 81 \text{ kN}$$

- Statická únosnost:

$$C_{or} = 96,2 \text{ kN}$$

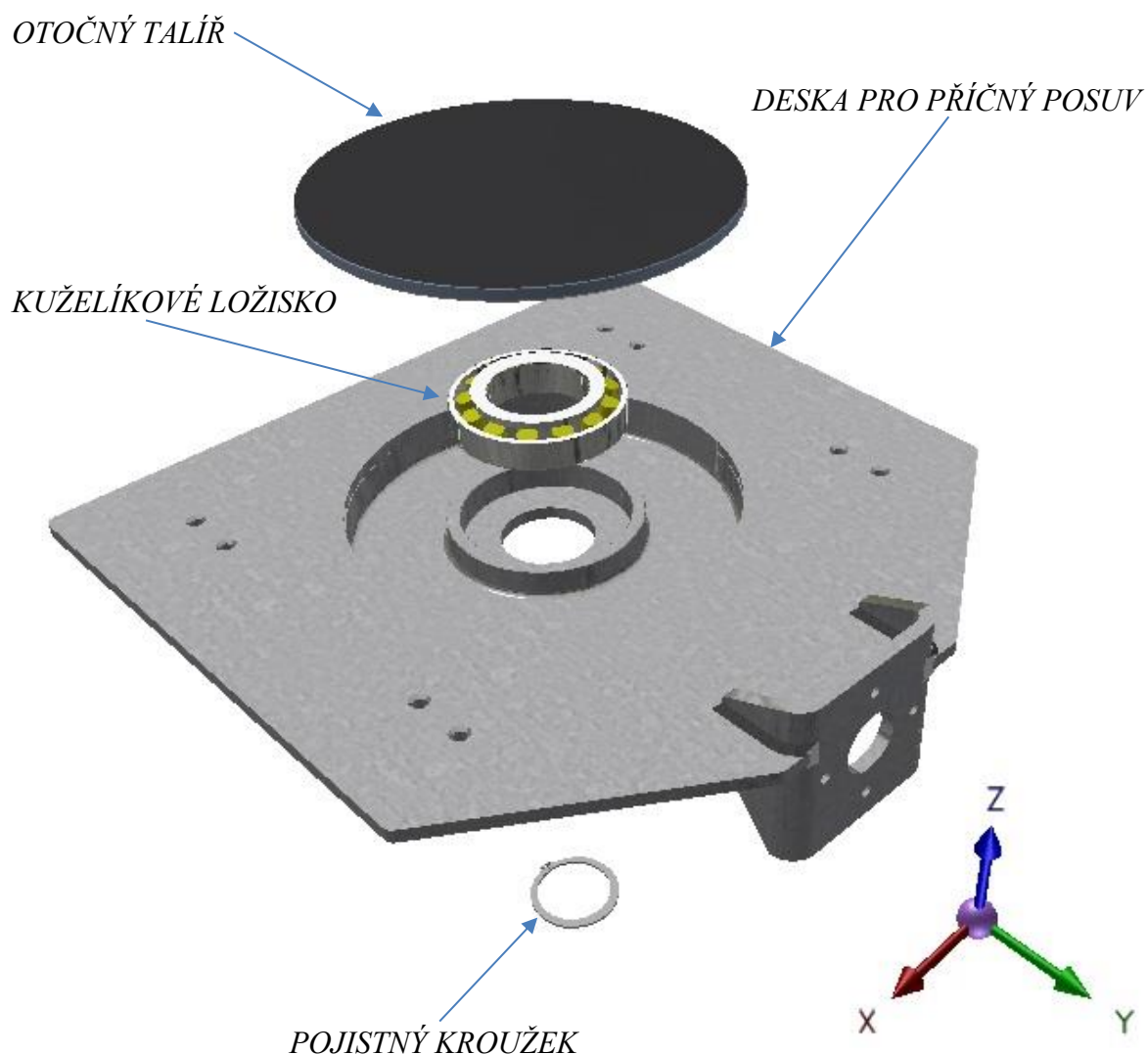


Obr. 4.15. Jednořadé kuželíkové ložisko [25]



Kuželíkové ložisko disponuje kuželovými oběžnými dráhami na vnitřních a vnějších kroužcích. Mezi kroužky se nacházejí kuželíky. Prodloužené povrchy oběžných drah se protínají v jediném bodě na ose ložiska. Konstrukce kuželíkového ložiska je zvláště vhodná pro přenášení kombinovaného (radiálního a axiálního) zatížení. Kuželíkové ložisko je většinou rozebíratelné tzn. vnitřní kroužek s klecí a kuželíky tvoří celek, který se montuje zvlášť, stejně jako vnější kroužek. [25]

Ložisko je zvoleno úmyslně na větší průměr z důvodu větší stability talíře, na který bude najíždět kolo vozidla. Tento prvek má za úkol eliminovat vratný moment kola a do náboje misky bude za tepla nalisován. Talír bude uložený na vnitřním průměru ložiska. Vypočet trvanlivosti a spolehlivosti se zanedbává.



Obr. 4.16. Umístění kuželíkové ložisko [25]



4.2.8 SNÍMAČ SÍLY

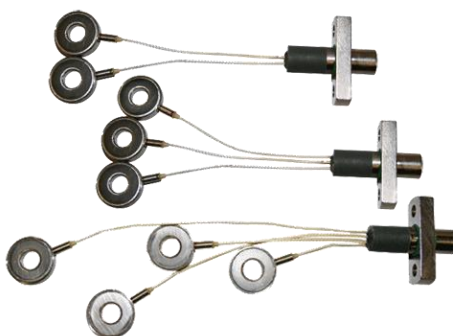
Při měření je potřeba zjistit jakou silou působíme na přírubu podélné, resp. příčné desky. Pro tyto účely nám poslouží rychle připojitelný montážní kit snímačů síly od společnosti KISTLER GROUP, s.r.o. Tento typ může obsahovat 2,3,4 senzory, které jsou svedené do jednoho připojovacího konektoru. [26]

PŘEHLED POUŽITÝCH PARAMETRŮ SNÍMAČŮ

- Typ **9135 BA**

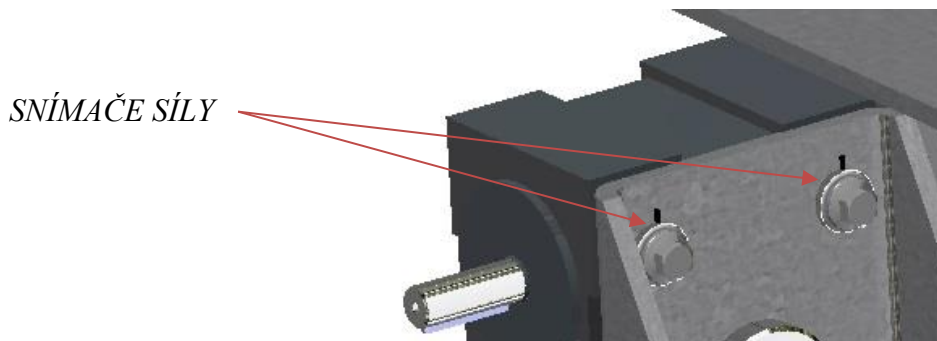
- Maximální zatížení v ose z:

$$F_z = 36 \text{ kN}$$



Obr. 4.17. Kit snímačů síly [26]

Tyto snímače budou umístěny v místě příruby zdvižné převodovky. Zdvižná převodovka je uchycena čtyřmi šrouby, pod které se tyto snímače vloží. Snímač bude na obou přírubách zdvižné převodovky.



Obr. 4.18. Umístění snímačů síly



4.2.9 SNÍMAČ POLOHY

Je třeba taky znát orientační hodnotu polohy desky – posuvu. Tu jsem vyřešil pomocí kompaktního lineárního potenciometrického snímače polohy od společnosti MEGATRON, s.r.o. [27]

PŘEHLED POUŽITÝCH PARAMETRŮ SNÍMAČŮ

- Typ **RC13**
- Měřicí rozsah do 150 mm

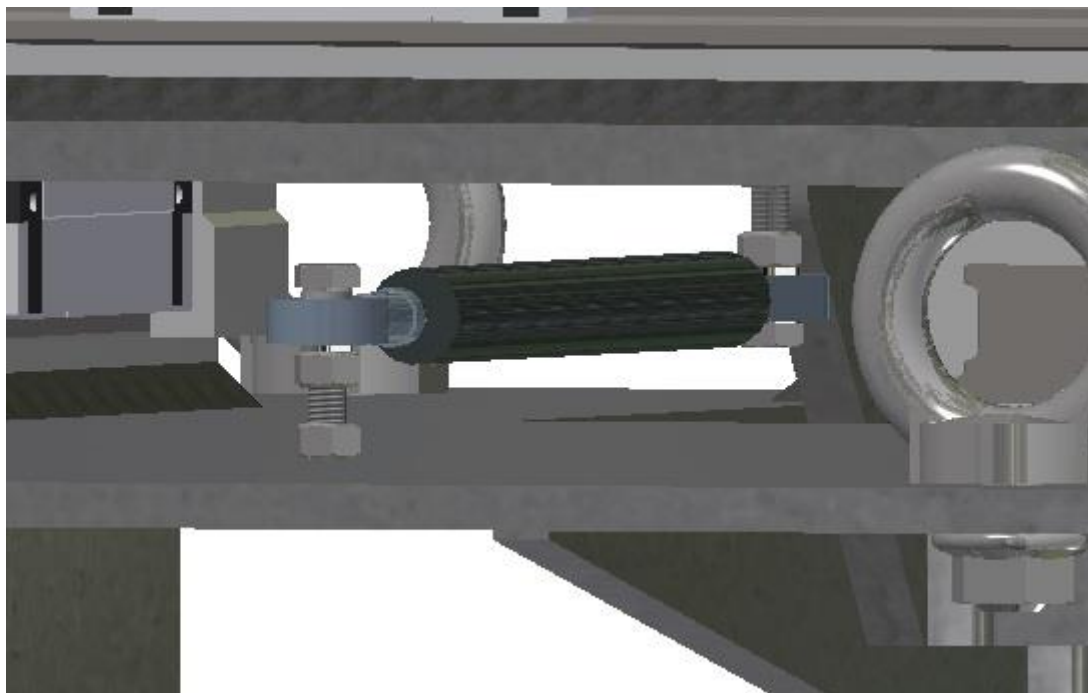


Obr. 4.19. Snímač polohy desky [27]

Tyto snímače budou umístěny pod každou deskou. V každé desce bude díra se závitem a seřizovacím celozávitovým šroubem. Zajištění snímače v oku bude pomocí matice.



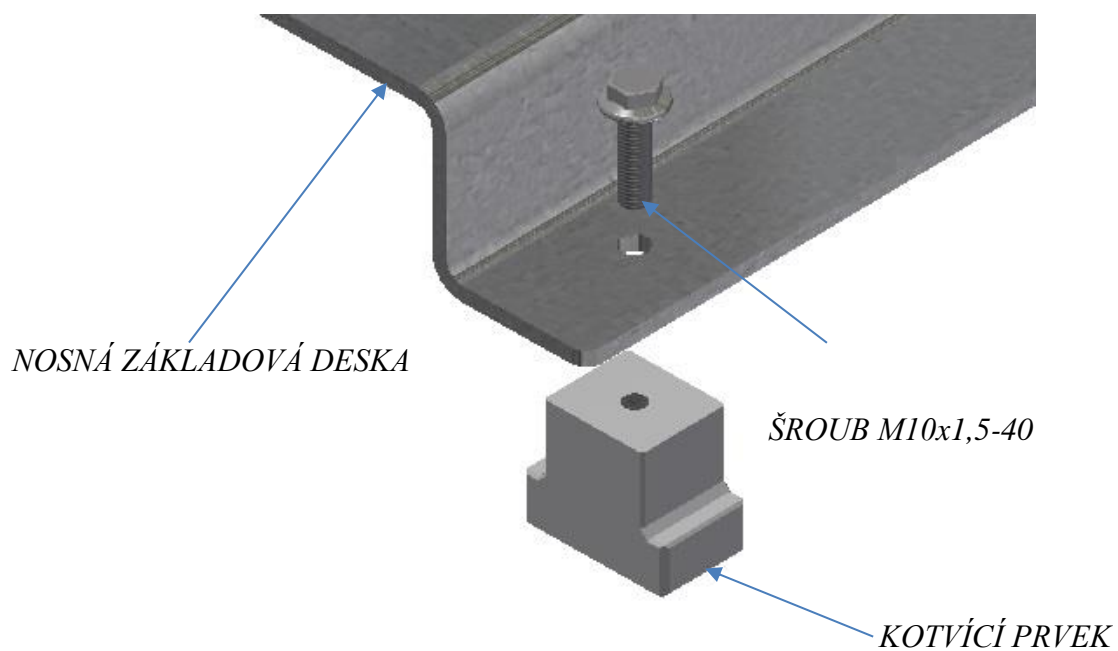
Obr. 4.20. Snímač polohy příčné desky v modelu



Obr. 4.21. Snímač polohy podélné desky v modelu

4.2.10 Kotvící KOSTKA

Pro zajištění proti pohybu je zařízení vybaveno šesti kotvícími prvky. Pomocí těchto prvků se zařízení upne k základové desce zkušebny.



Obr. 4.22. Kotvící prvek



4.2.11 ŠROUBY A MATICE

Tab. 1. Souhrn použitých šroubů

Pozice	Typ šroubu [mm]	Stoupání [mm]	Nominální délka [mm]	Norma	Množství [ks]
1	M10	1,5	40	DIN 6921	6
2	M10	1,5	17	DIN 580	4
3	M5	0,8	30	ISO 4762	16
4	M5	0,8	20	ISO 4762	48
5	M6	1	14	DIN 6921	8
6	M6	1	12	ISO 10642	8
7	M8	1,25	30	DIN 6921	8
8	M10	1,5	40	ISO 4162	8
9	M5	0,8	25	DIN 933	1
10	M5	0,8	35	DIN 933	1
11	M5	0,8	30	DIN 933	2

Tab. 2. Souhrn použitých matic

Pozice	Typ matice [mm]	Stoupání [mm]	Norma	Množství [ks]
12	M10	1,5	DIN 6923	4
13	M5	0,8	DIN 24035	8

4.2.12 POJISTNÝ KROUŽEK

Tab. 3. Souhrn použitých pojistných kroužků

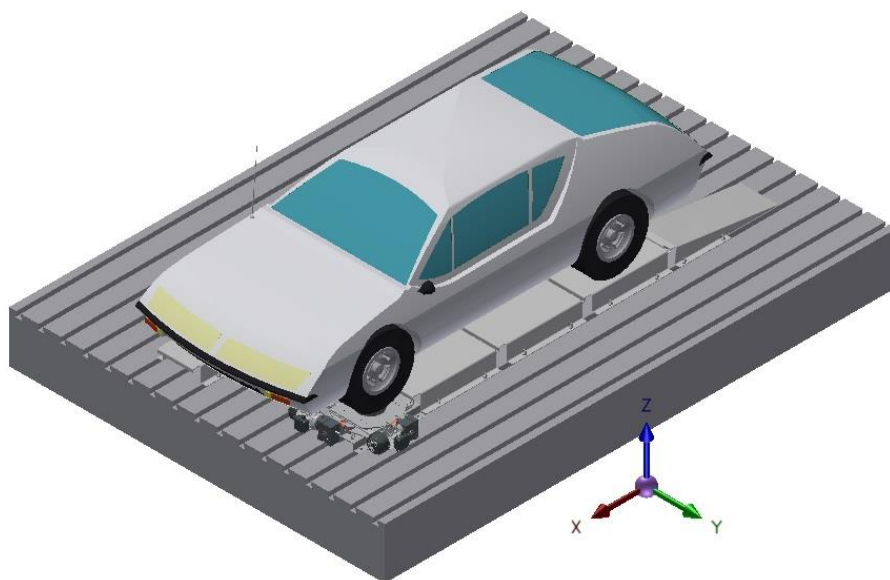
Pozice	Typ kroužku [mm]	Norma	Množství [ks]
14	55	ČSN 022930	1



4.3 POMOCNÉ ZAŘÍZENÍ ELAST 2017

Samotné zařízení potřebuje pro svou funkci i další pomocné zařízení. Tím se myslí:

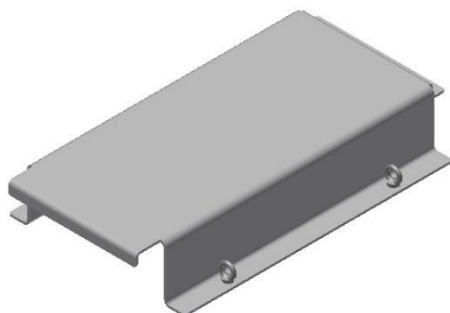
- Nájezdové plošiny – **kap. 4.3.1.**
- Kotvící zařízení - **kap. 4.3.2.**



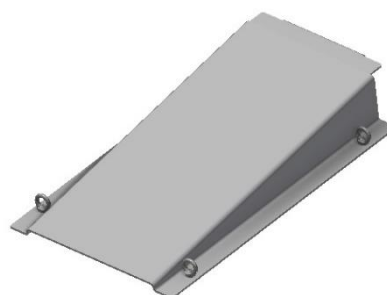
Obr. 4.3.1. Vozidlo najeté na zařízení

Vozidlo pomocí nájezdů (**kap.4.3.1.**) najede na zařízení a dostane se do pozice, kde je nutné vozidlo ustálit a zajistit karoserii tak, aby se vůči měřené soustavě nepohybovala. K tomu slouží kotvící zařízení (**kap.4.3.2.**), které je adaptivní na více typů vozidel. Je možný tak široký rozsah potenciálních měření.

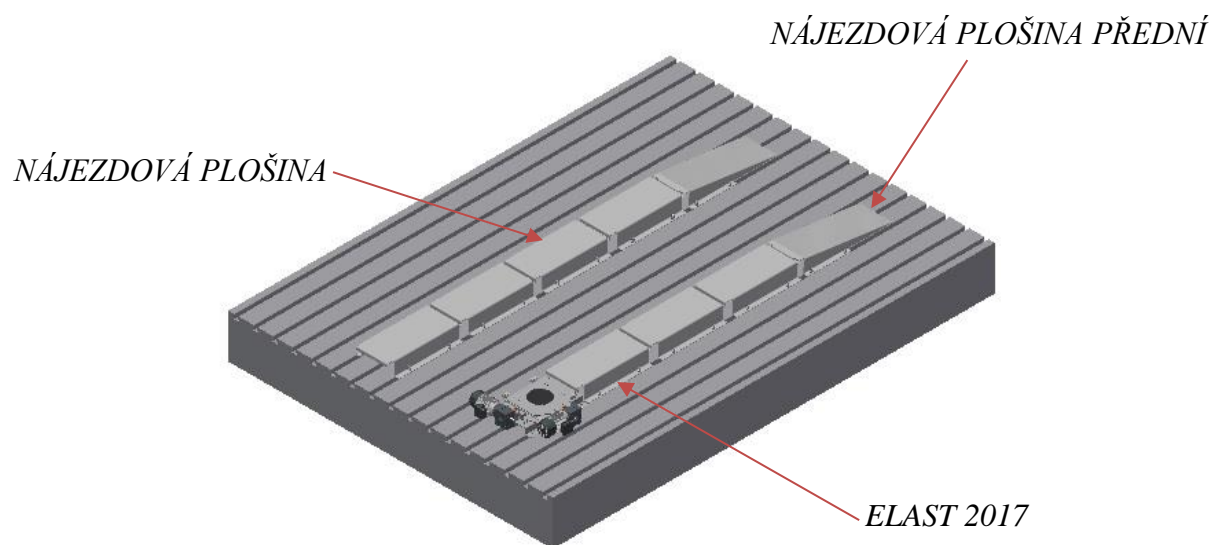
4.3.1 NÁJEZDOVÉ PLOŠINY



Obr. 4.3.2. Nájezdová plošina

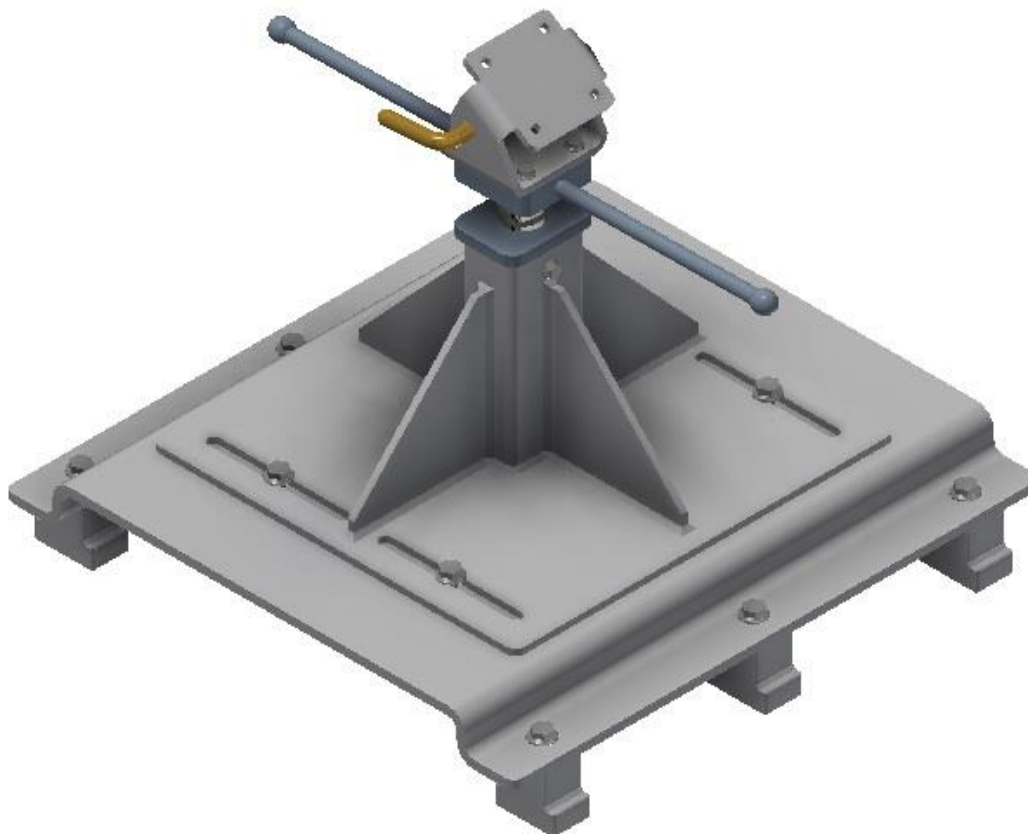


Obr. 4.3.3. Nájezdová plošina šikmá



Obr. 4.3.4. Sestava nájezdových plošin

4.3.2 KOTVÍCI ZAŘÍZENÍ

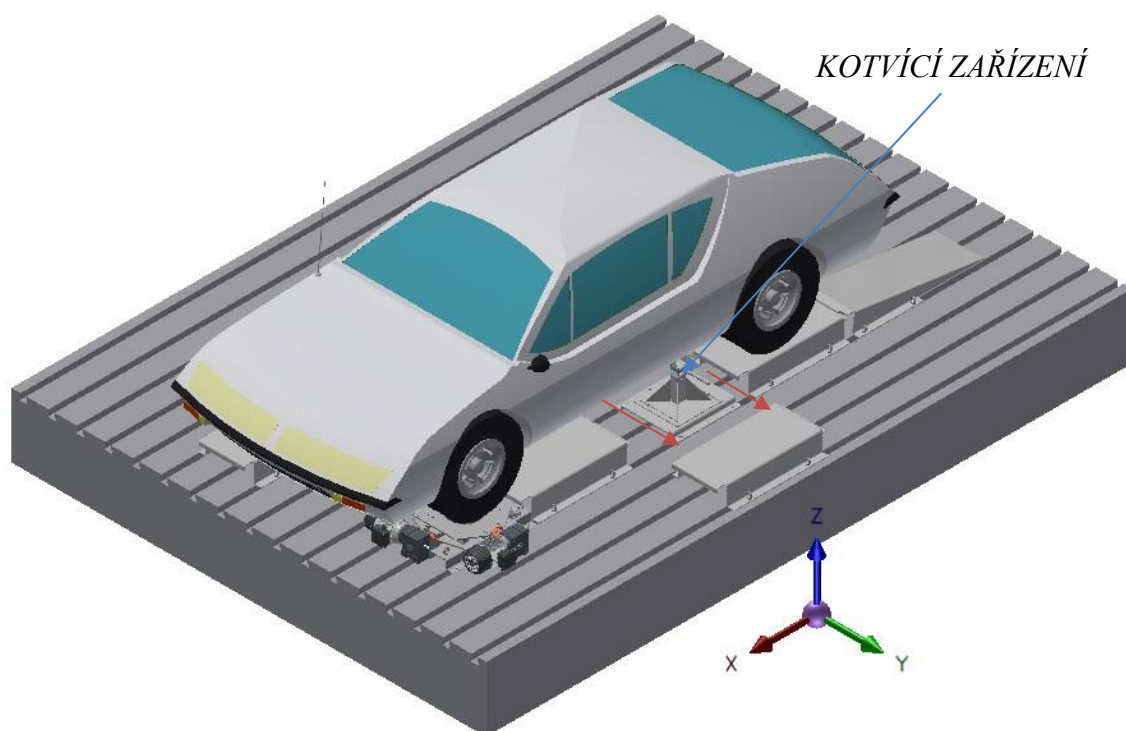


Obr. 4.3.5. Sestava kotvícího zařízení



Pokud je vozidlo na zařízení již najeto, vysuneme jeden díl nájezdové plošiny a na její místo upneme kotvící zařízení (Viz. **obr. 4.3.5.**).

Základová deska kotvícího zařízení umožňuje podélné seřízení zařízení. Na této desce je umístěna deska pro příčné seřízení. Výškovou polohu zajišťuje pohybový šroub, který se nastaví otáčením šroubu pomocí tyček. V horní části je příruba, která se dotlačí na karoserii vozidla a přikotví čtyřmi šrouby. Příruba leží otočně na čepu, který je zajištěn závlačkou. Lze vytvořit přesný tvar příruby, který bude kopírovat dosedací místo. Příruba je tedy adaptivní k detailnějšímu použití.



Obr. 4.3.6. Umístění kotvícího zařízení



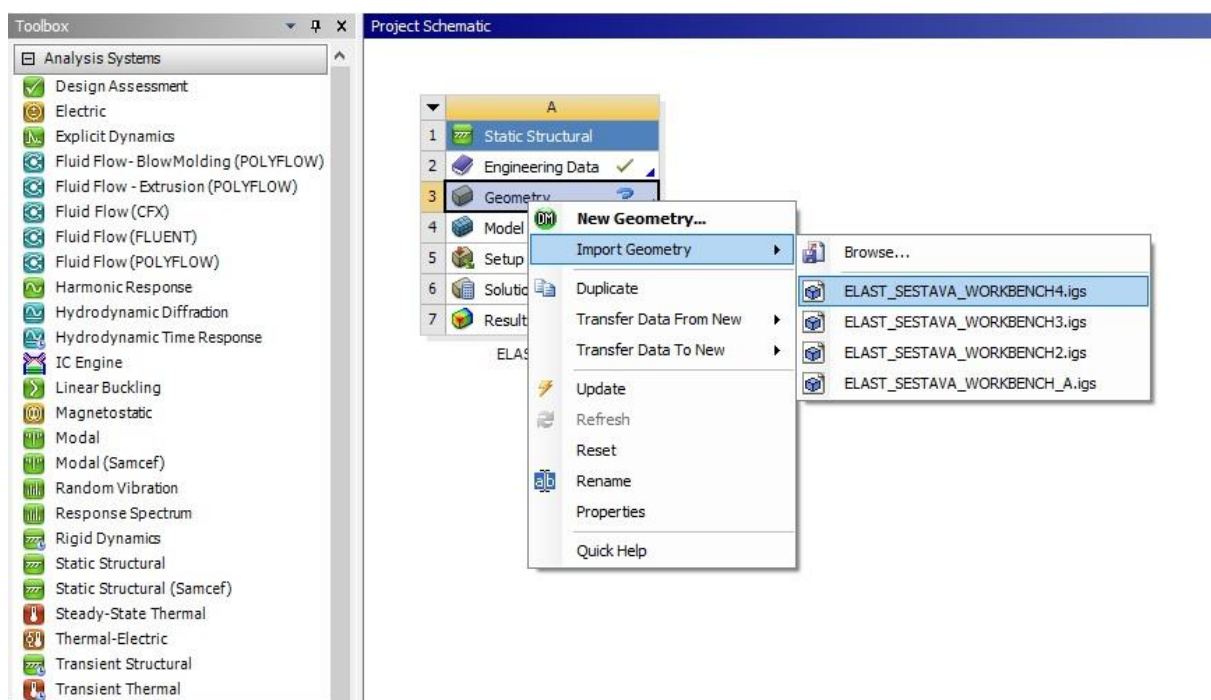
5 ANALÝZA NAVRHNUTÝCH SOUČÁSTÍ

V této části diplomové práce se zabývám kontrolou navrhnutých součástí pomocí metody konečných prvků (MKP). Model zařízení byl nainportován v požadovaném formátu do výpočetního prostředí programu Workbench 2014.

5.1 ZÁKLADNÍ POSTUP ŘEŠENÍ ANALÝZY

5.1.1 IMPORT MODELU

Prvním krokem bude spustit program Workbench 2014. V základním menu jsem si spustil STATIC STRUCTURAL ANALÝZU přetáhnutím do okna PROJECT SCHEMATIC. Po vytvoření okna si změnil název analýzy na ELAST_2017 a celý projekt uložil. Následoval import modelu ve formátu .igs (**obr.5.1**).



Obr. 5.1.1. Import dat modelu ELAST 2017



5.1.2 ENGINEERING DATA

Další krok je specifikovat jaký materiál bude pro tento typ analýzy nastavený jako výchozí. Z důvodu zaručení dobré svařitelnosti, protože z větší části jde o svařence, použijeme materiál konstrukční ocel o následujících parametrech (**Obr. 5.1.2.**):

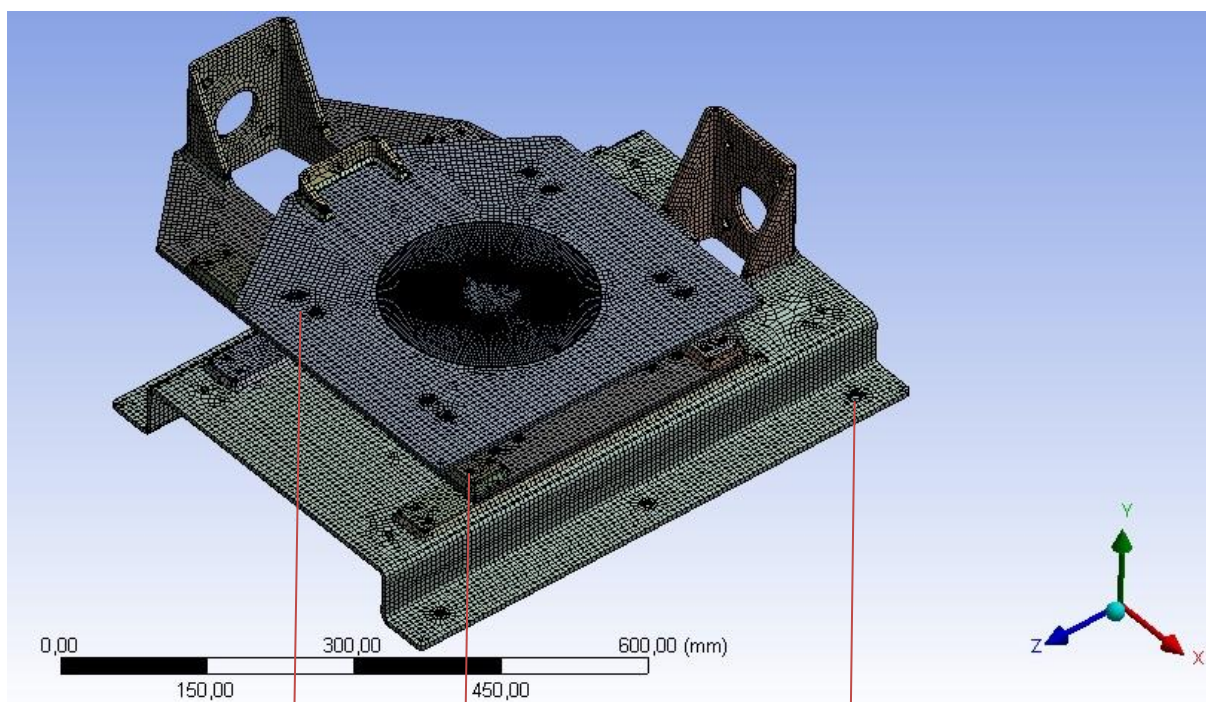
Outline of Schematic A2: Engineering Data				
	A	B	C	D
1	Contents of Engineering Data		Source	Description
2	Material			
3	Structural Steel			Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
*	Click here to add a new material			

Properties of Outline Row 3: Structural Steel				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	Density	7850	kg m ⁻³	
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's Modul...		
8	Young's Modulus	2E+11	Pa	
9	Poisson's Ratio	0,3		
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa	
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa	
12	Alternating Stress Mean Stress	Tabular		
16	Strain-Life Parameters			
24	Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa	
25	Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa	
26	Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa	
27	Compressive Ultimate Strength	0	Pa	

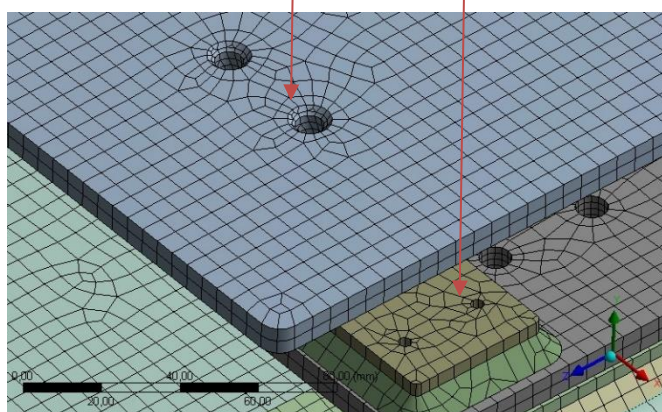
Obr. 5.1.2. Nastavení druhu materiálu

5.1.3 VÝPOČETNÍ SÍŤ

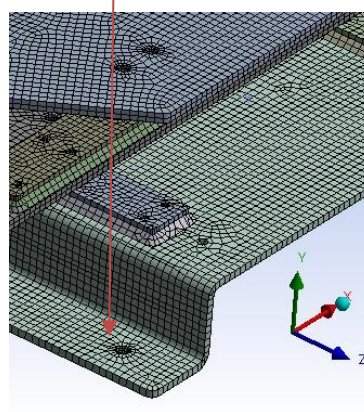
Pro tento případ byla použita výpočetní síť dle metody Tetrahedrons o velikosti elementu 6 mm (**Obr. 5.1.3.**). V místech, kde může vznikat koncentrace napětí jsem použil FACE SIZING o velikosti elementu 2 mm (např. přechod mezi čepem a plotýnkou talíře, díry pro šrouby, ..)



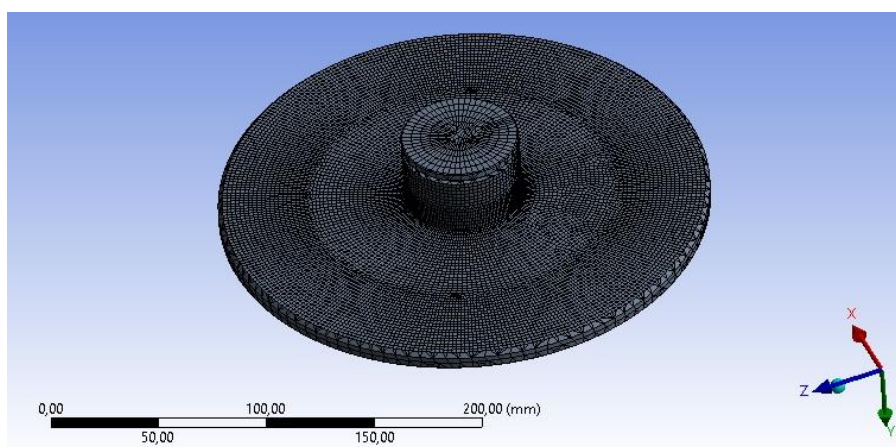
Obr. 5.1.3. Výpočetní síť



Obr. 5.1.4. Face sizing 2 mm v místě uchycení desky



Obr. 5.1.5. Face sizing 2 mm

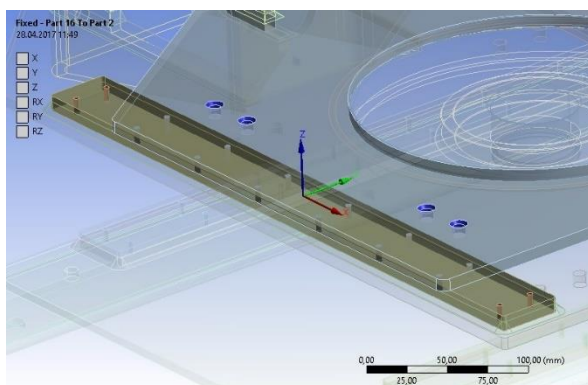


Obr. 5.1.6. Face sizing 1 mm v místě přechodu talíře a čepu

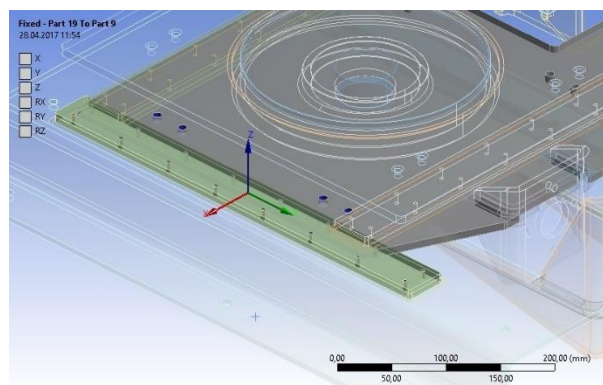


5.1.4 ZPŮSOB NASTAVENÍ VAZEB

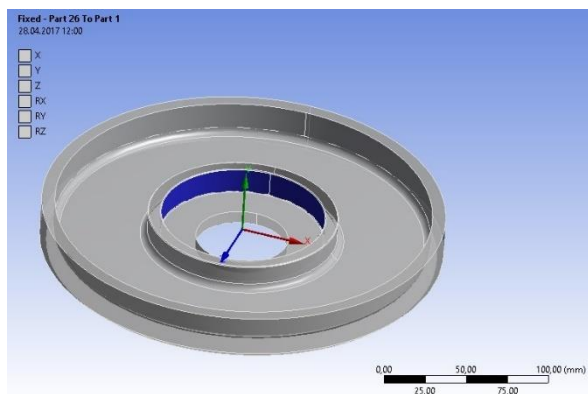
Samotný model si při importu s sebou vezme některé své vazby, např. svárové spoje atd. Dále bylo potřeba nahradit lineární vedení, které spojovalo celé zařízení a umožňovalo 1 stupeň volnosti v podélném, resp. příčném směru. Pomocí vazby JOINT FIXED propojím jednotlivých desek. A to ve spodní straně v místě uchycení lineárního vedení a v místě spojení vozíčku s deskou (**Obr. 5.1.7. a), b)**). Tento krok je stejný pro oba typy desek.



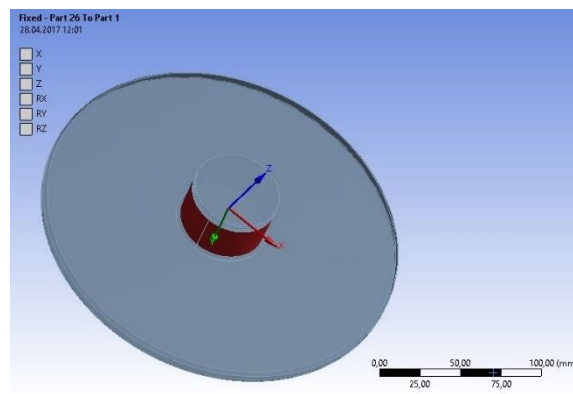
Obr. 5.1.7.a) Spojení vedení a příčné desky



Obr. 5.1.7.b) Spojení vedení a podélné desky



Obr. 5.1.8.a) Umístění vazby v misce ložiska



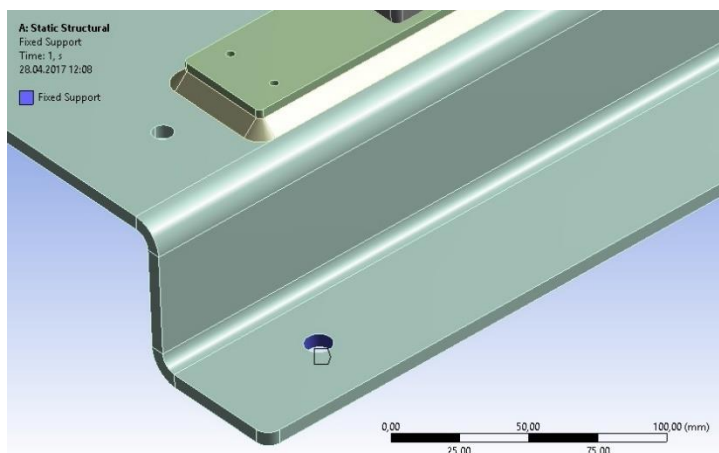
Obr. 5.1.8.b) Umístění vazby na čepu ložiska

V místě, kde je uložené ložisko použijí také vazbu JOINT FIXED. Tato vazba nahradí ložisko, o kterém budeme uvažovat tak, že je absolutně tuhé (**Obr. 5.1.8. a), b)**).



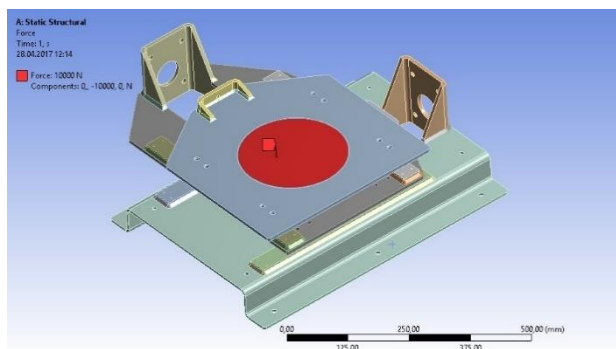
5.1.5 SILOVÉ PŮSOBNÍ

Pro tento případ bylo potřeba zařízení ukotvit. To jsem realizoval pomocí vložené vazby FIXED SUPPORT (Obr. 5.1.9).

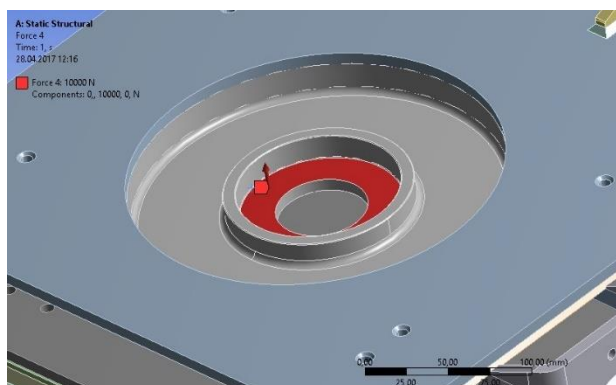


Obr. 5.1.9. Zafixování zařízení proti pohybu

Jak již bylo zmíněno, silové působení bude probíhat na třech typech vozidel. Způsob zatěžování je ve všech případech stejný, s tím rozdíle, že se mění velikost zatížení. Jako první je svislé zatížení od vozidla (Obr. 5.1.10., Obr. 5.1.11.).



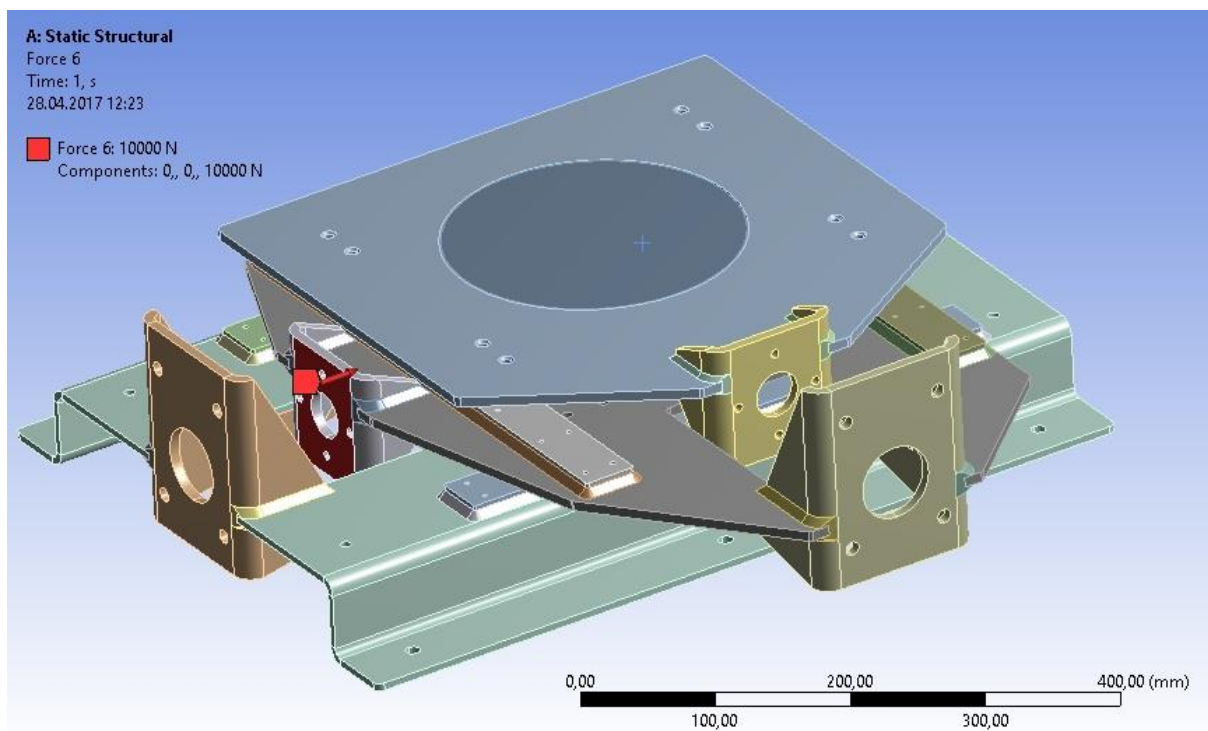
Obr. 5.1.10. Svislé zatížení



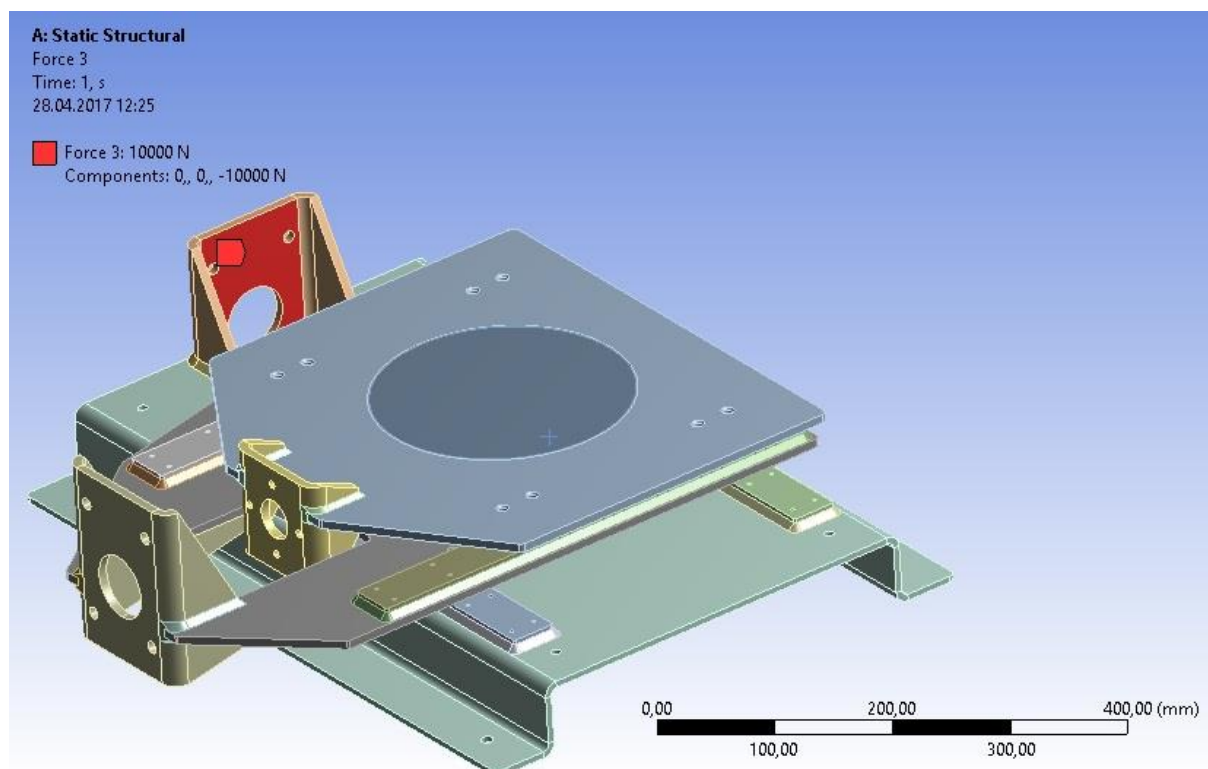
Obr. 5.1.11. Reakce od svislého zatížení



Druhý případ zatížení je ve směru podélném (Obr. 5.1.12., Obr. 5.1.13.).

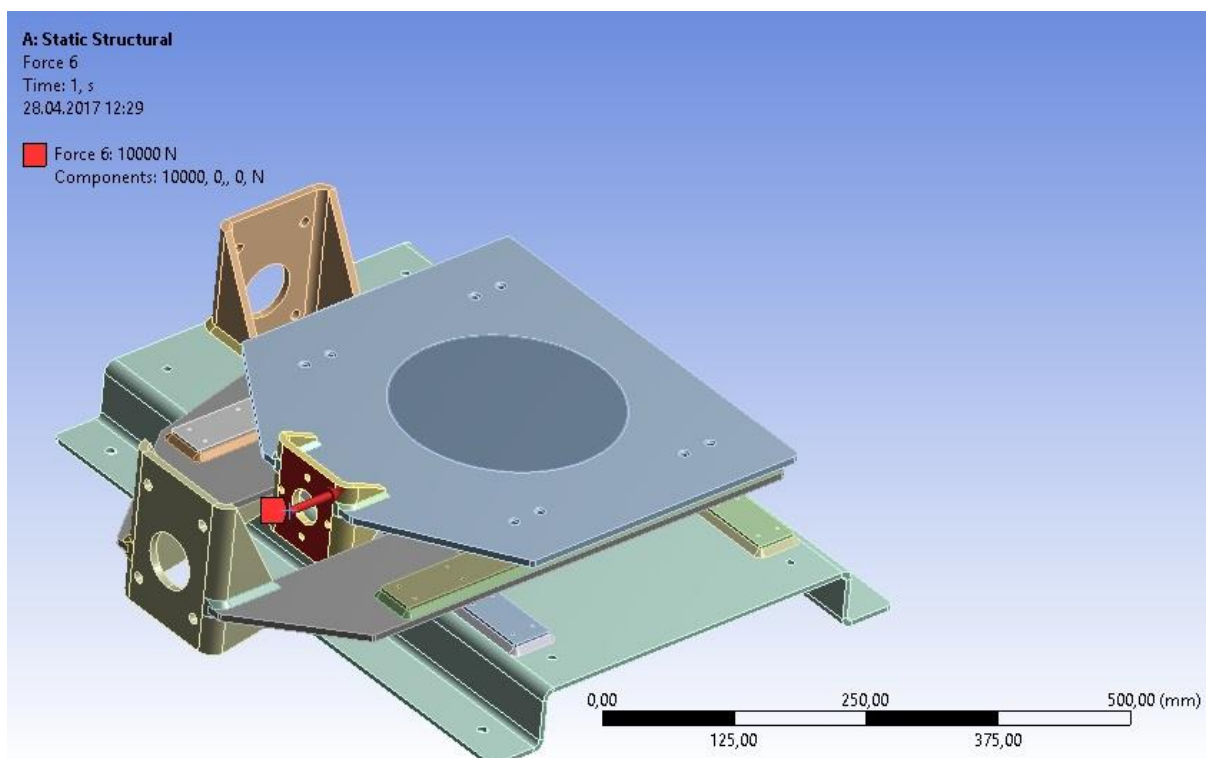


Obr. 5.1.12. Zatížení v podélném směru

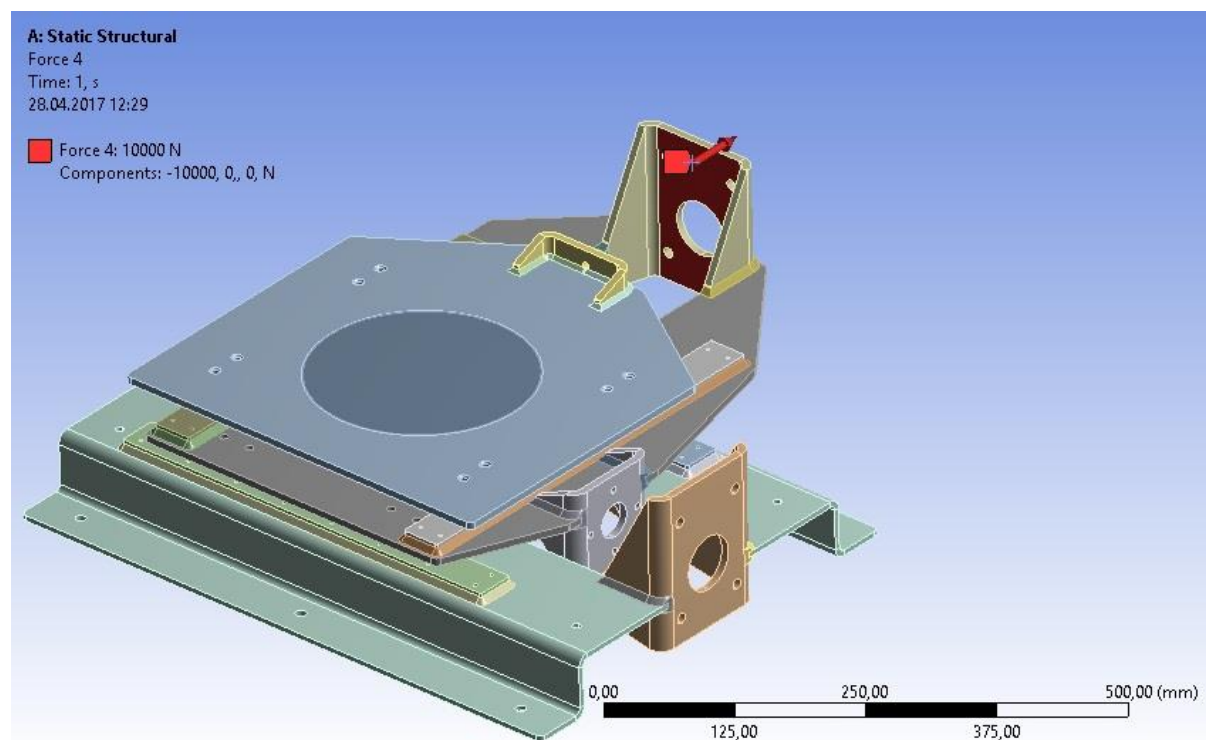


Obr. 5.1.13. Reakce od zatížení v podélném směru

Třetí případ zatížení je ve směru příčném (Obr. 5.1.14., Obr. 5.1.15.).



Obr. 5.1.14. Zatížení v příčném směru



Obr. 5.1.15. Reakce od zatížení v příčném směru



5.2 ANALÝZA NAPJATOSTI

V prostředí Workbench 2014 nastavíme zatížení pro osobní vozidlo, SUV vozidlo, Závodní vozidlo a provedeme výpočetní analýzu. Sledované veličiny budou:

- Maximální napjatost – Equivalent Stress (Von Mises)
- Maximální deformace – Total Deformation
- Koeficient bezpečnosti – Safety factor

Zařízení ELAST 2017 je navržen tak, aby odolával maximálnímu svislému, podélnému a příčnému zatížení. Analýza bude provedena na třech typech vozidel. Pro výpočet jsou použity následující parametry:

$$\sigma_e = 235 \text{ MPa}$$

Tab. 4. Vstupní veličiny

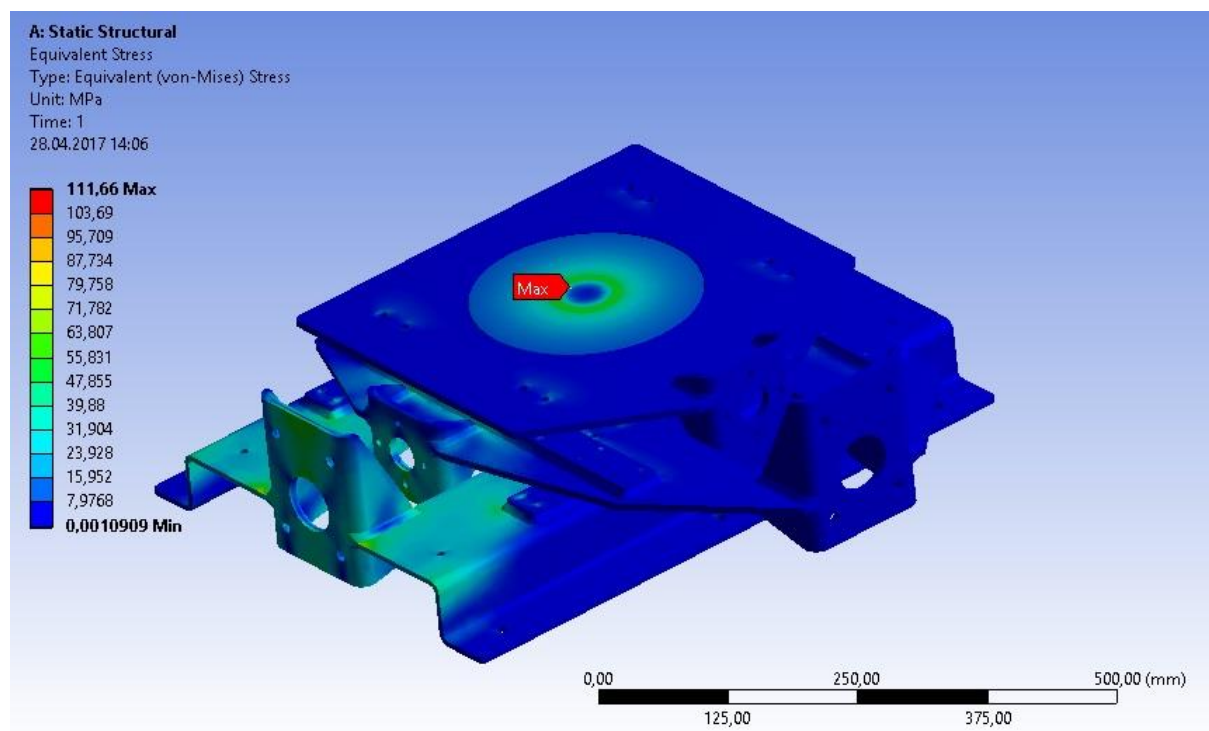
	Koeficient adheze f [-]	Svislé zatížení F _z [N]	Podélné zatížení F _x [N]	Příčné zatížení F _y [N]
Osobní vozidlo	1,2	6 000	7 200	7 200
SUV vozidlo	1	8 000	8 000	8 000
Závodní vozidlo	2,5	4000	10 000	10 000

5.2.1 OSOBNÍ VOZIDLO

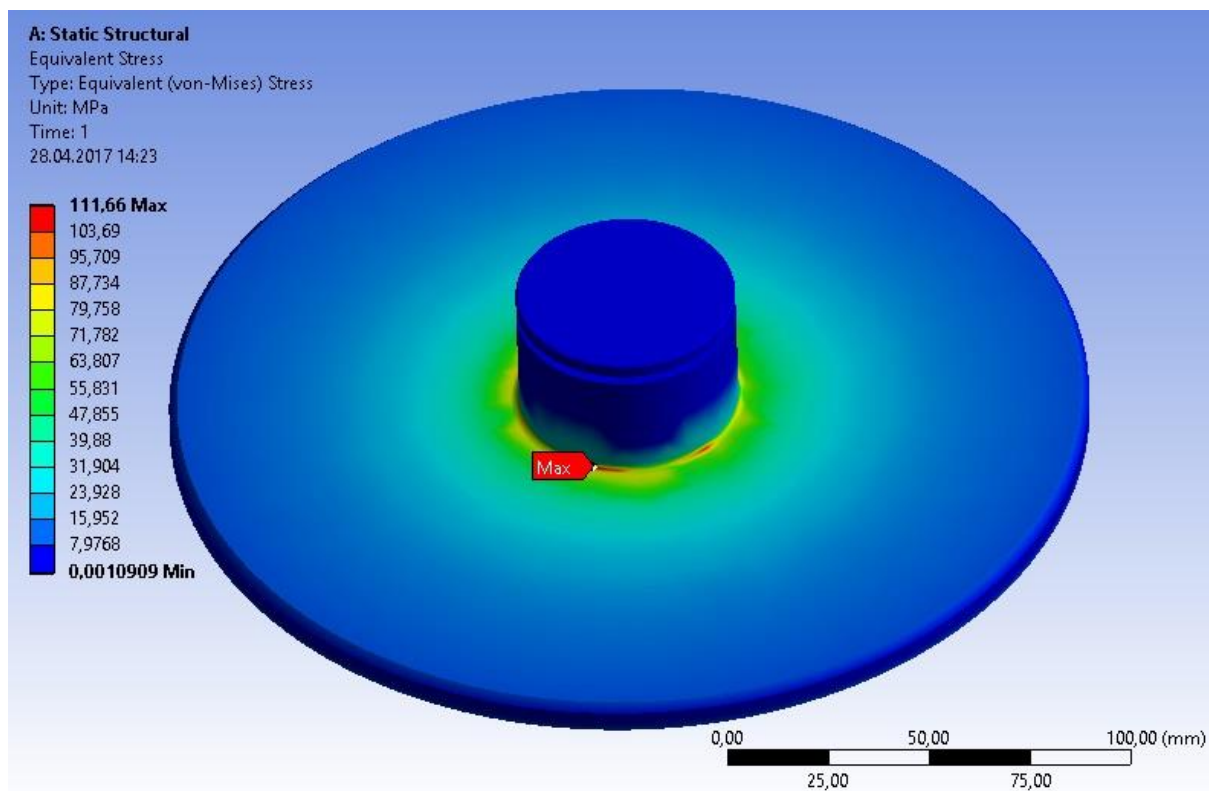
Na základě předepsaných hodnot byla provedena simulace pro podélné a příčné zatížení u osobního vozidla. Simulace obsahuje analýzu napjatosti a celkové deformace.



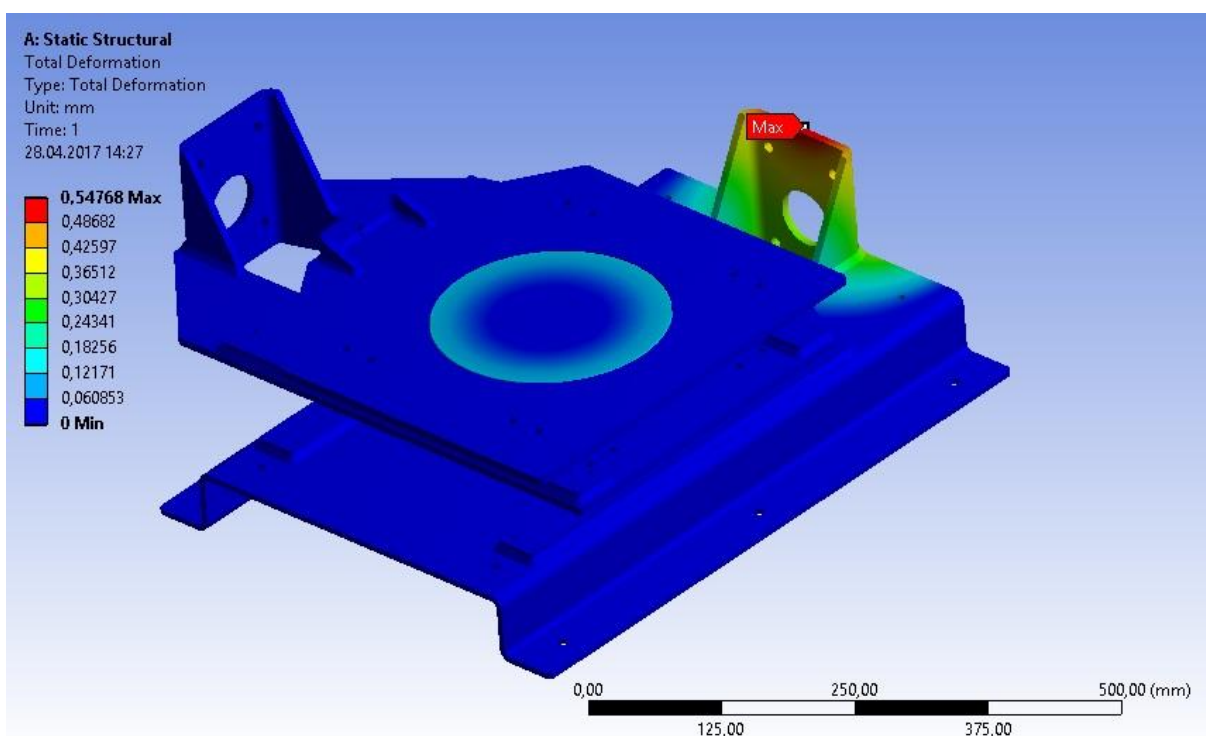
PODÉLNÉ ZATÍŽENÍ



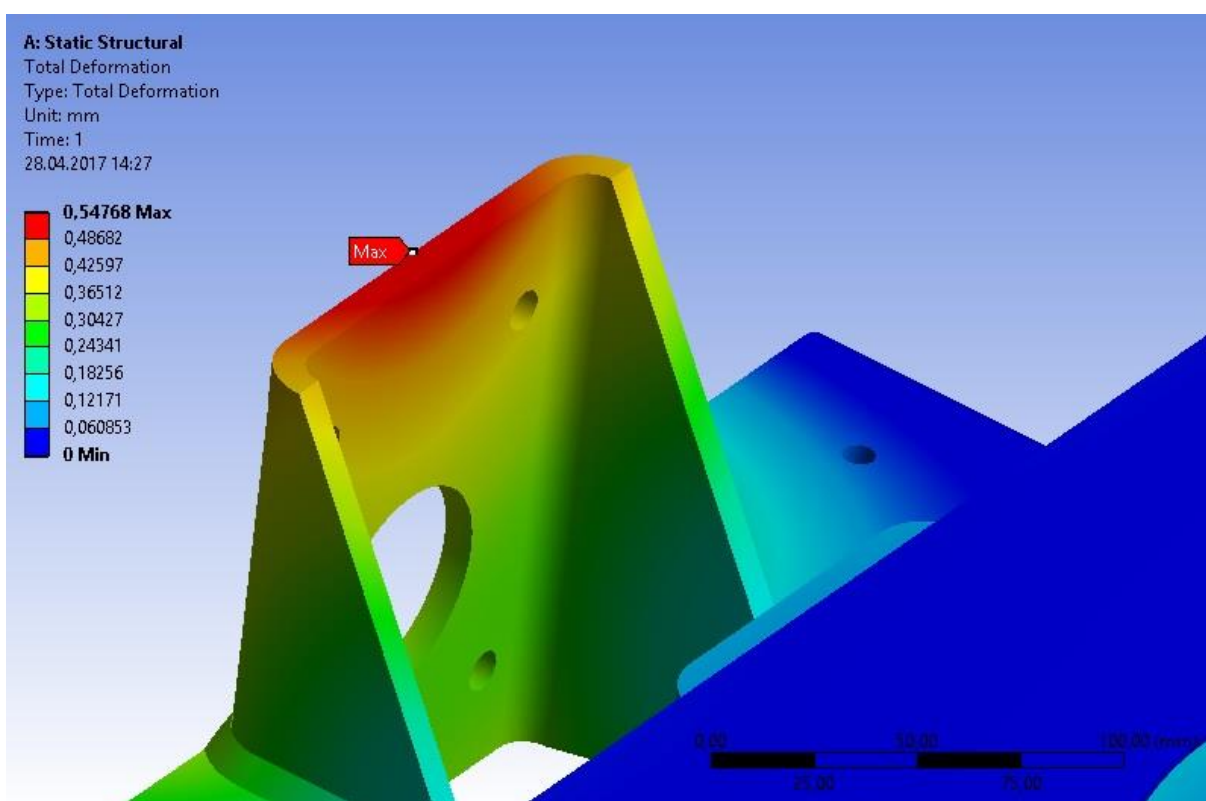
Obr. 5.2.1. Oblast maximálního zjištěného napětí při podélném zatížení



Obr. 5.2.2. Detail maximálního zjištěného napětí při podélném zatížení



Obr. 5.2.3. Oblast maximální deformace při podélném zatížení

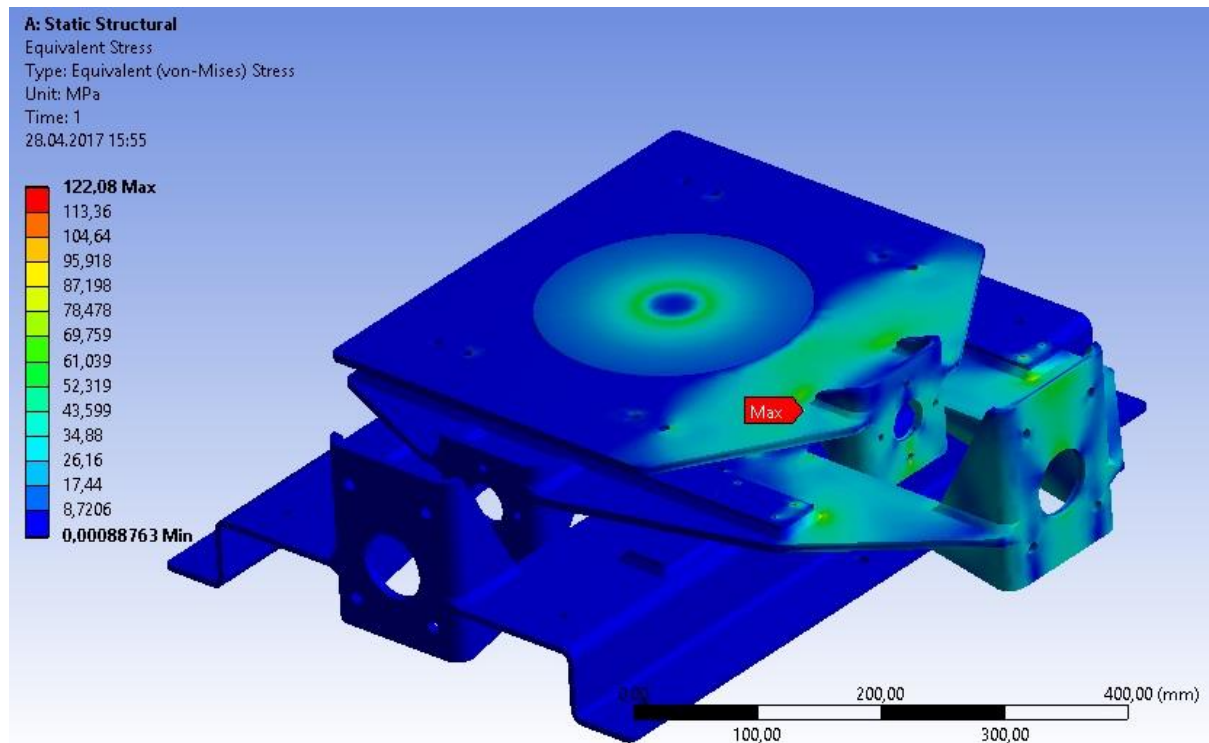


Obr. 5.2.4. Detail maximální deformace při podélném zatížení

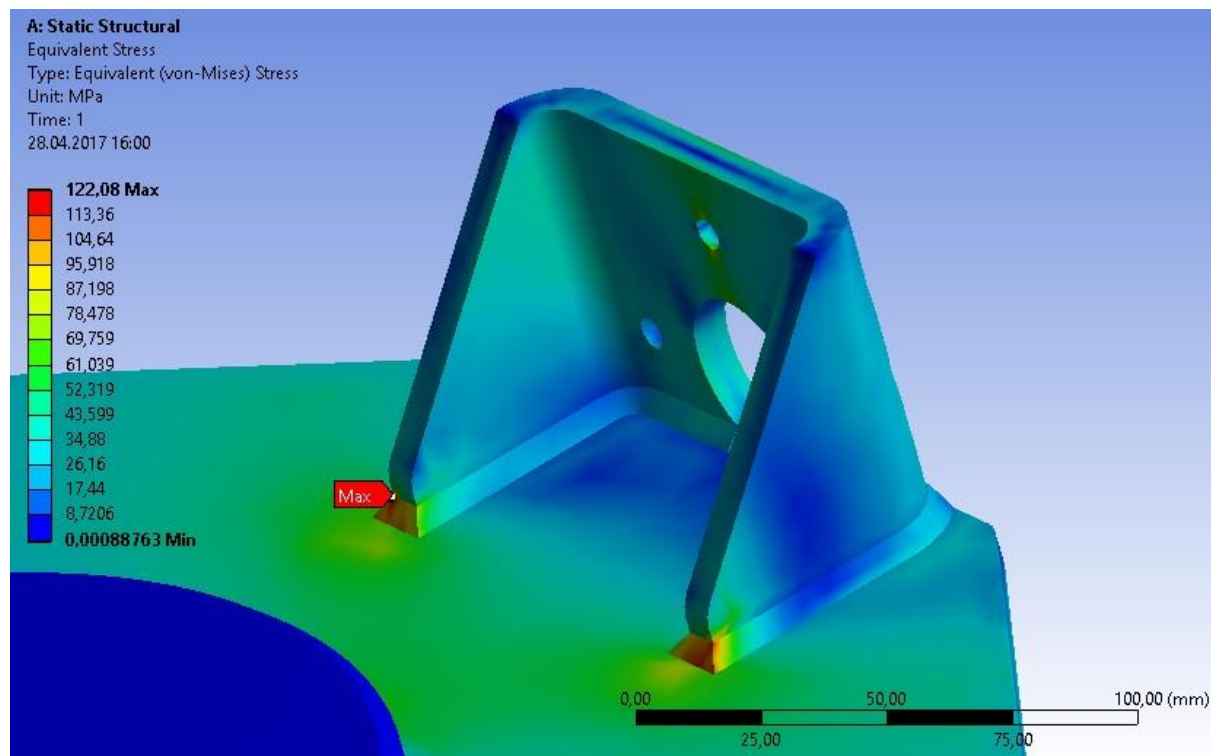


Maximální napětí se nachází (v případě podélného zatížení) v místě uložení otočného talíře (Obr. 5.2.2.) v místě rádiusu, kde je přechod mezi čepem talíře a plotýnkou talíře. Maximální deformace nastala v místě příruby zdvižné převodovky (Obr. 5.2.4.).

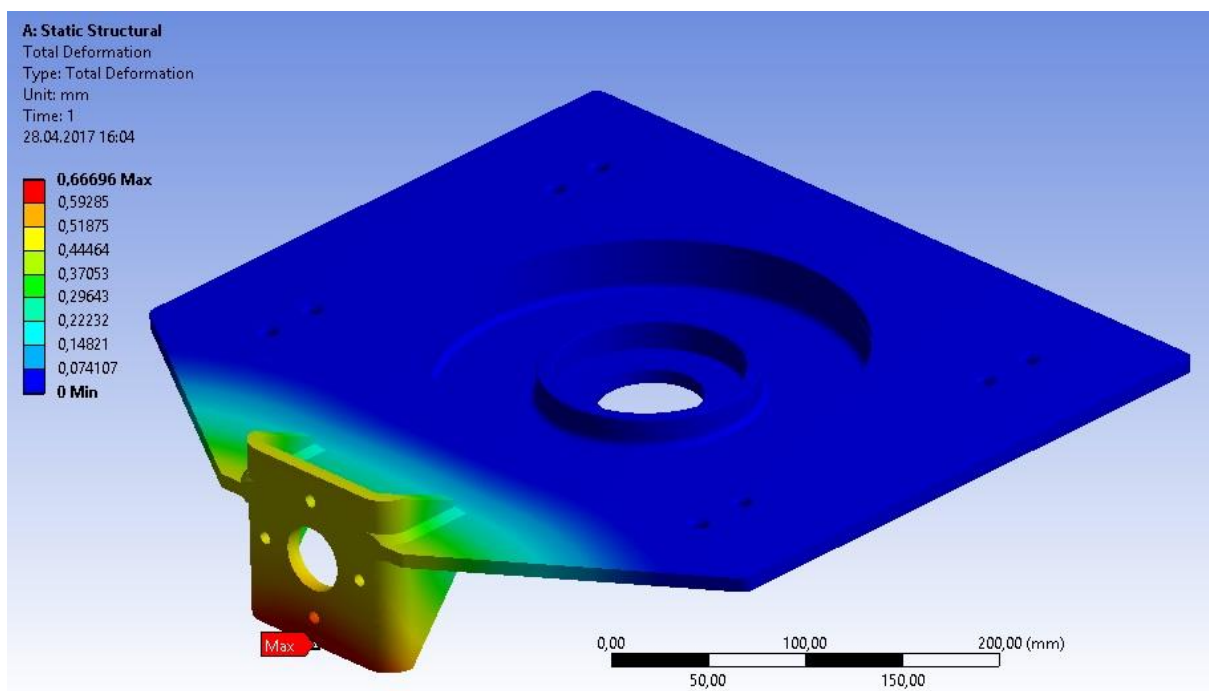
PŘÍČNÉ ZATÍŽENÍ



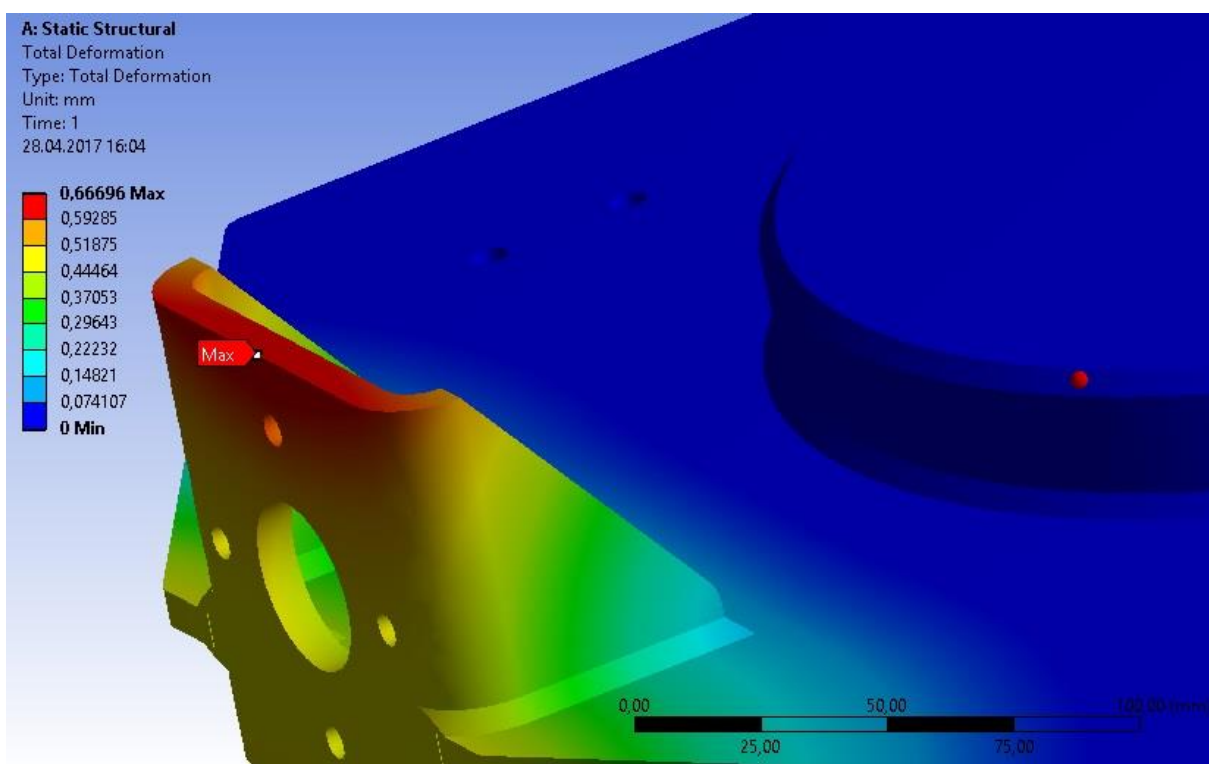
Obr. 5.2.5. Oblast maximálního zjištěného napětí při příčném zatížení



Obr. 5.2.6. Detail maximálního zjištěného napětí při příčném zatížení



Obr. 5.2.7. Oblast maximální deformace při příčném zatížení



Obr. 5.2.8. Detail maximální deformace při příčném zatížení

Tab. 5. Výsledky analýzy osobního vozidla

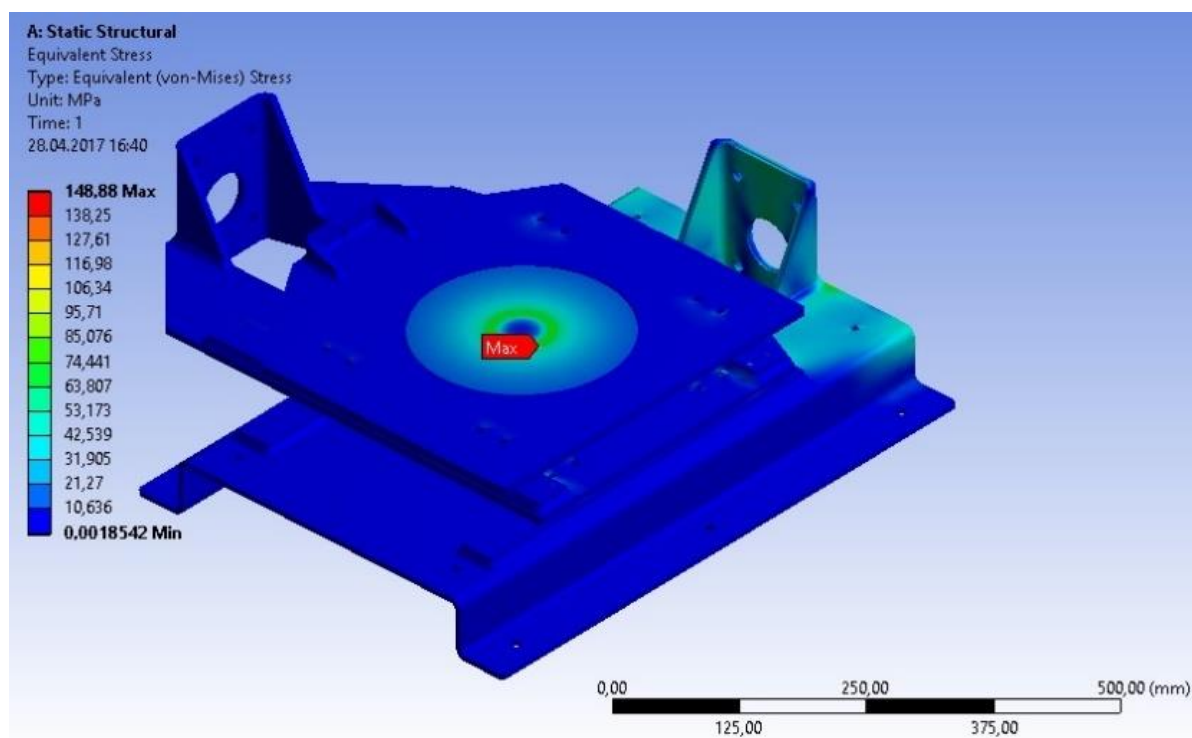
Osobní vozidlo	Maximální napětí σ_{max} [MPa]	Maximální deformace Δ [mm]	Koeficient bezpečnosti k [-]
Podélné zatížení	111,66	0,54768	2,1
Příčné zatížení	122,08	0,66696	1,92

Maximální napětí se nachází (v případě příčného zatížení) v místě vyztužení příruby pro příčný posuv (**Obr. 5.2.6.**). Maximální deformace nastala ve spodní části této příruby (**Obr. 5.2.8.**).

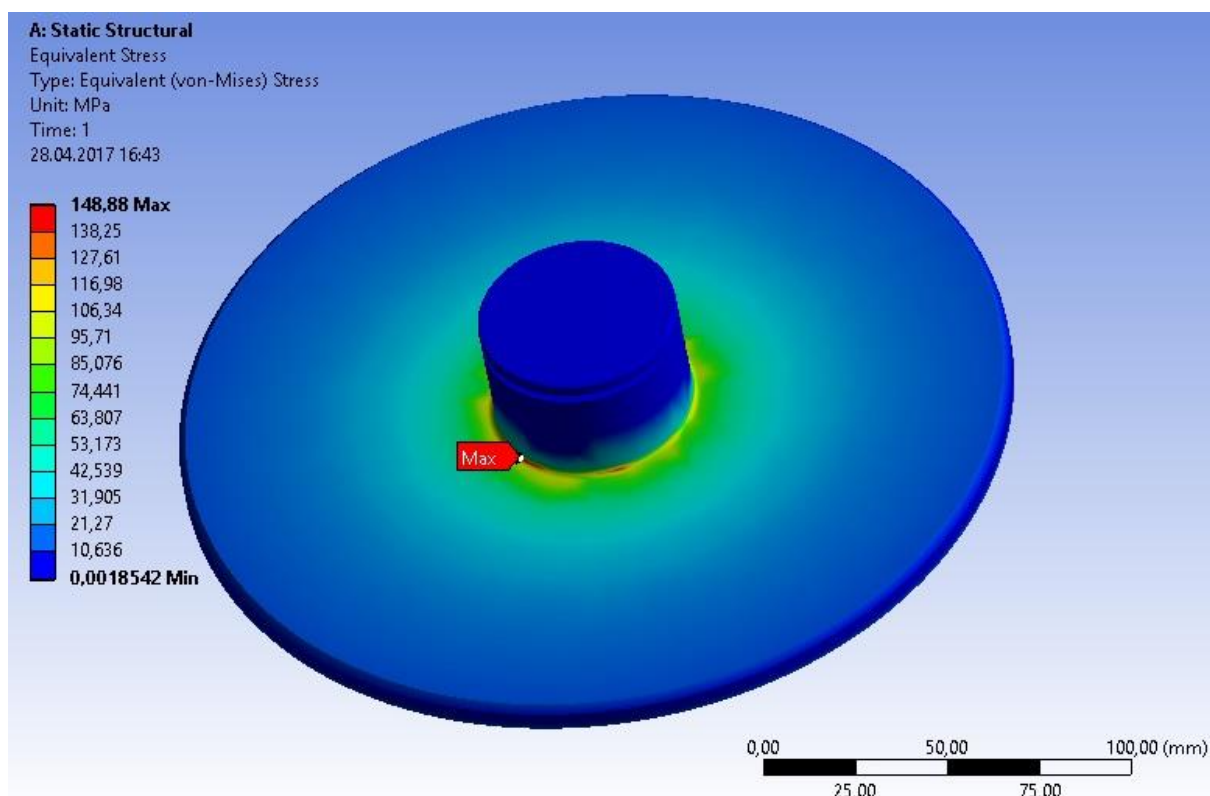
5.2.2 SUV VOZIDLO

Na základě předepsaných hodnot byla provedena simulace pro podélné a příčné zatížení u SUV vozidla. Simulace obsahuje analýzu napjatosti a celkové deformace.

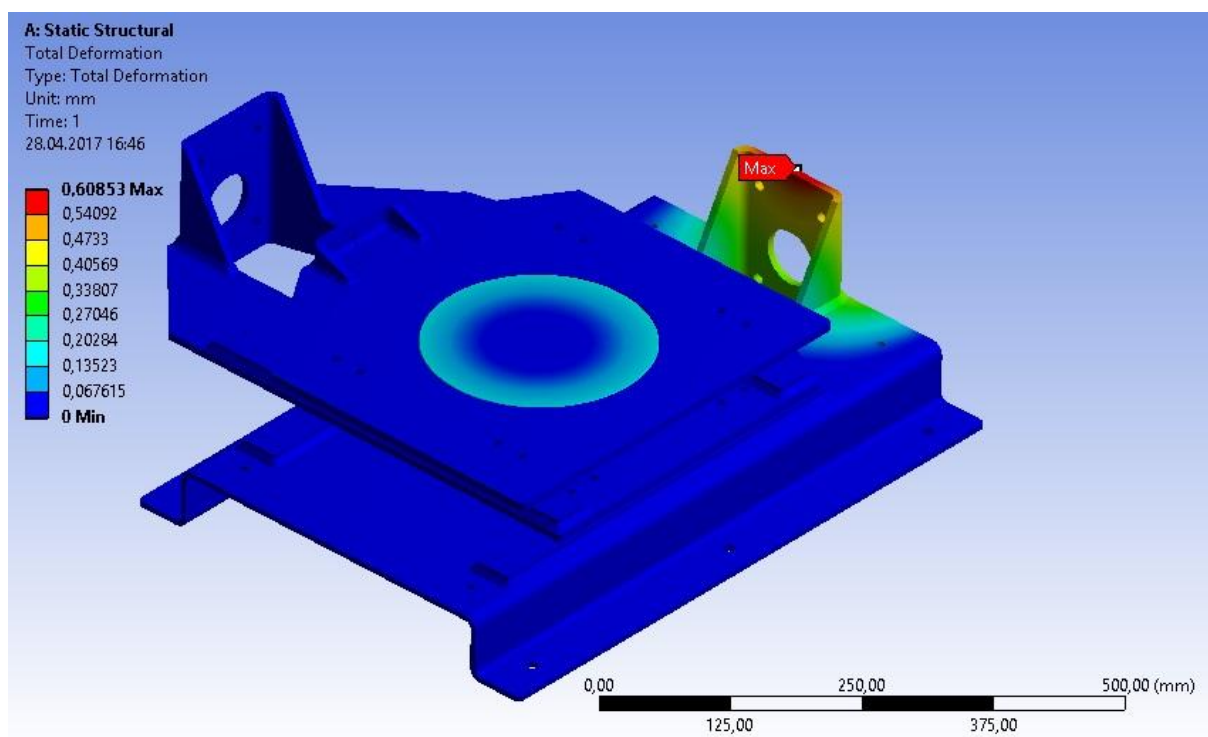
PODÉLNÉ ZATÍŽENÍ



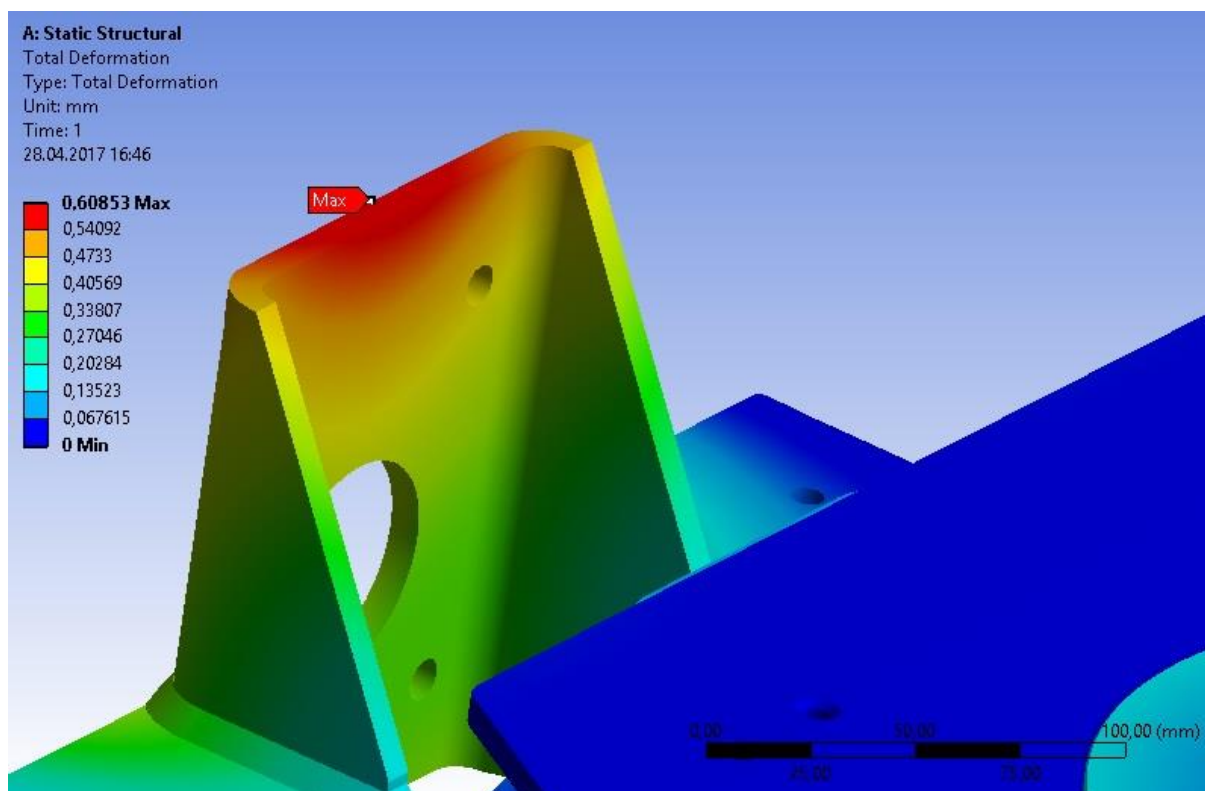
Obr. 5.2.9. Oblast maximálního zjištěného napětí při podélném zatížení



Obr. 5.2.10. Detail maximálního zjištěného napětí při podélném zatížení



Obr. 5.2.11. Oblast maximální deformace při podélném zatížení

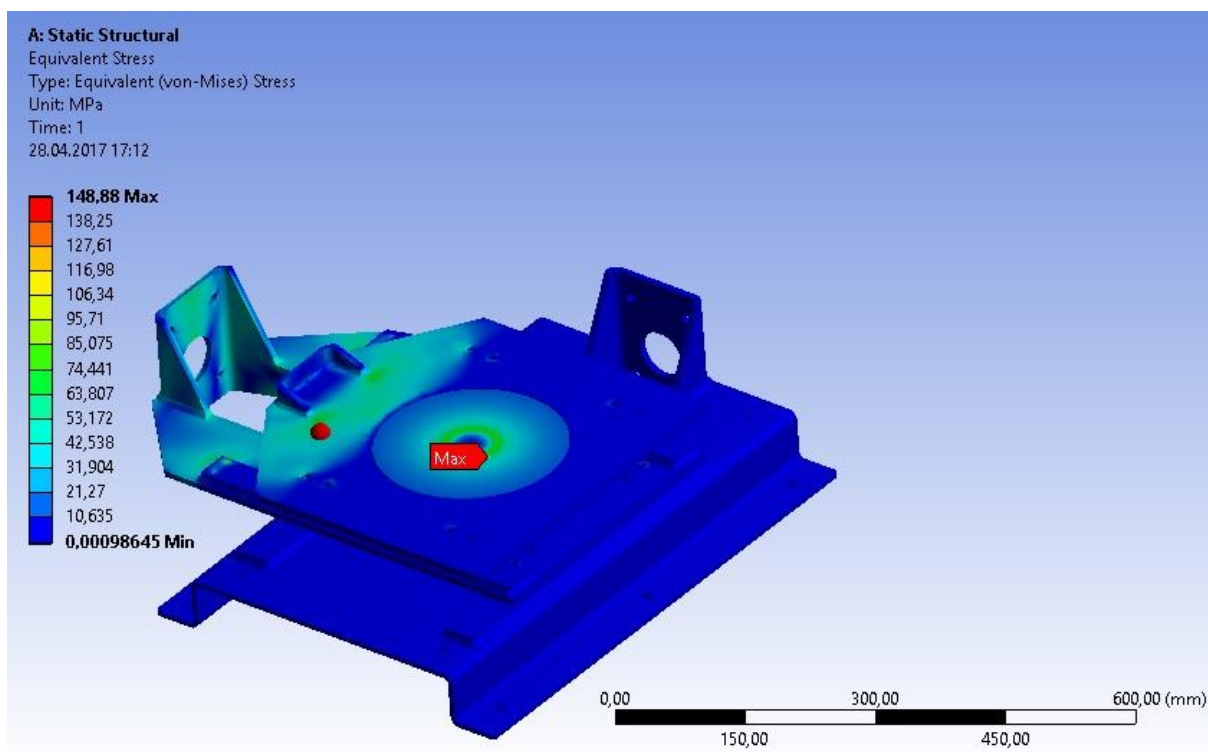


Obr. 5.2.12. Detail maximální deformace při podélném zatížení

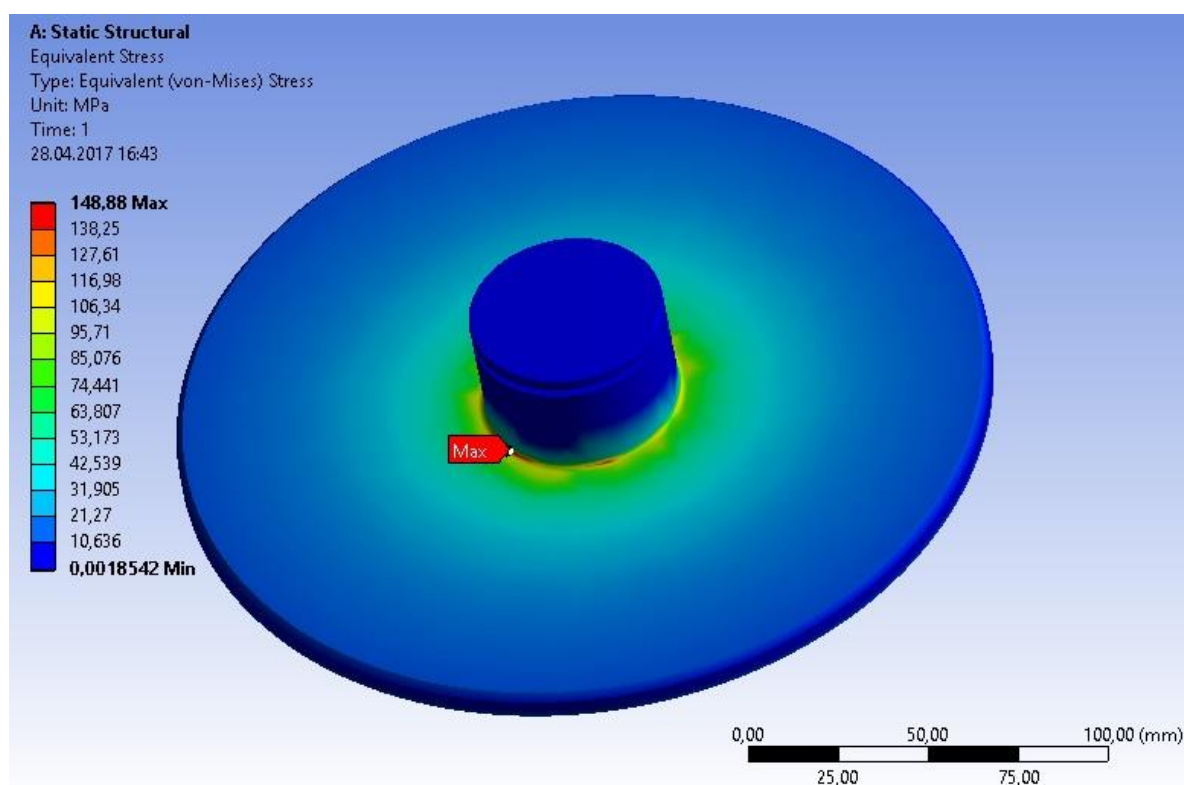
Maximální napětí se nachází (v případě podélného zatížení) v místě uložení otočného talíře (**Obr. 5.2.10.**) v místě radiusu, kde je přechod mezi čepem talíře a plotýnkou talíře. Maximální deformace nastala v místě příruby zdvižné převodovky (**Obr. 5.2.12.**).



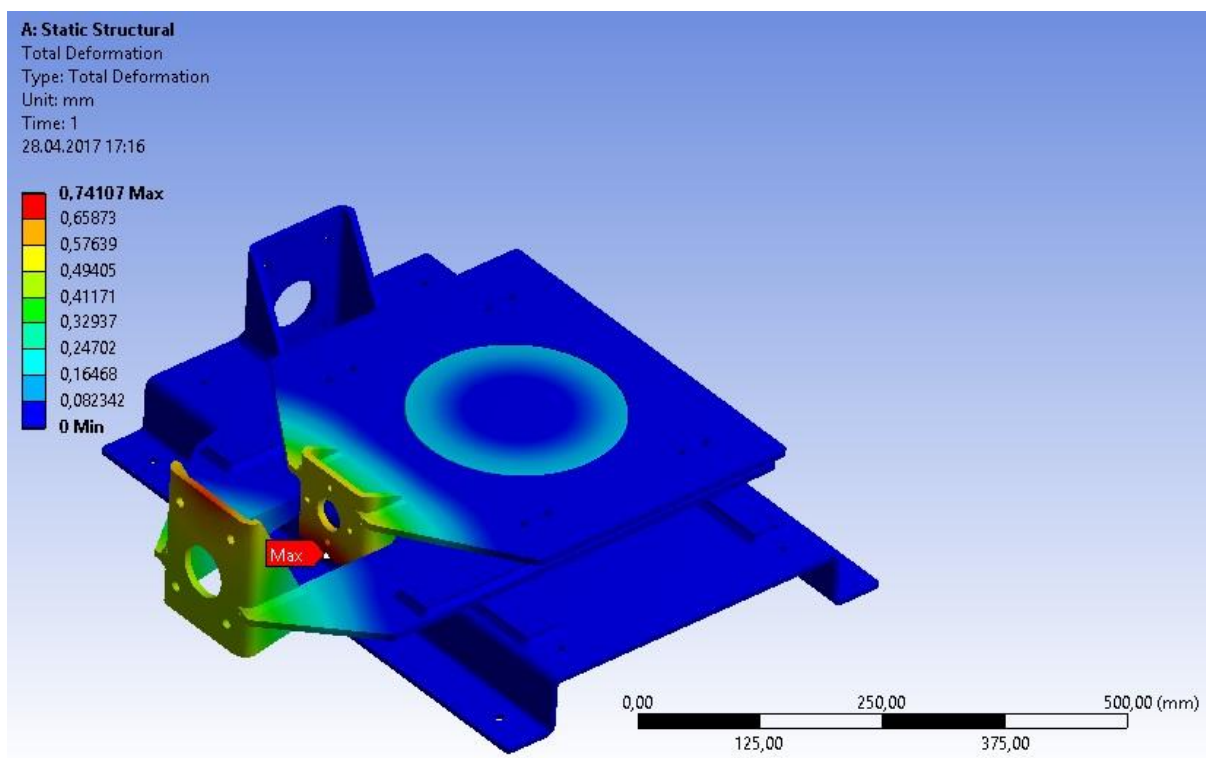
PŘÍČNÉ ZATÍŽENÍ



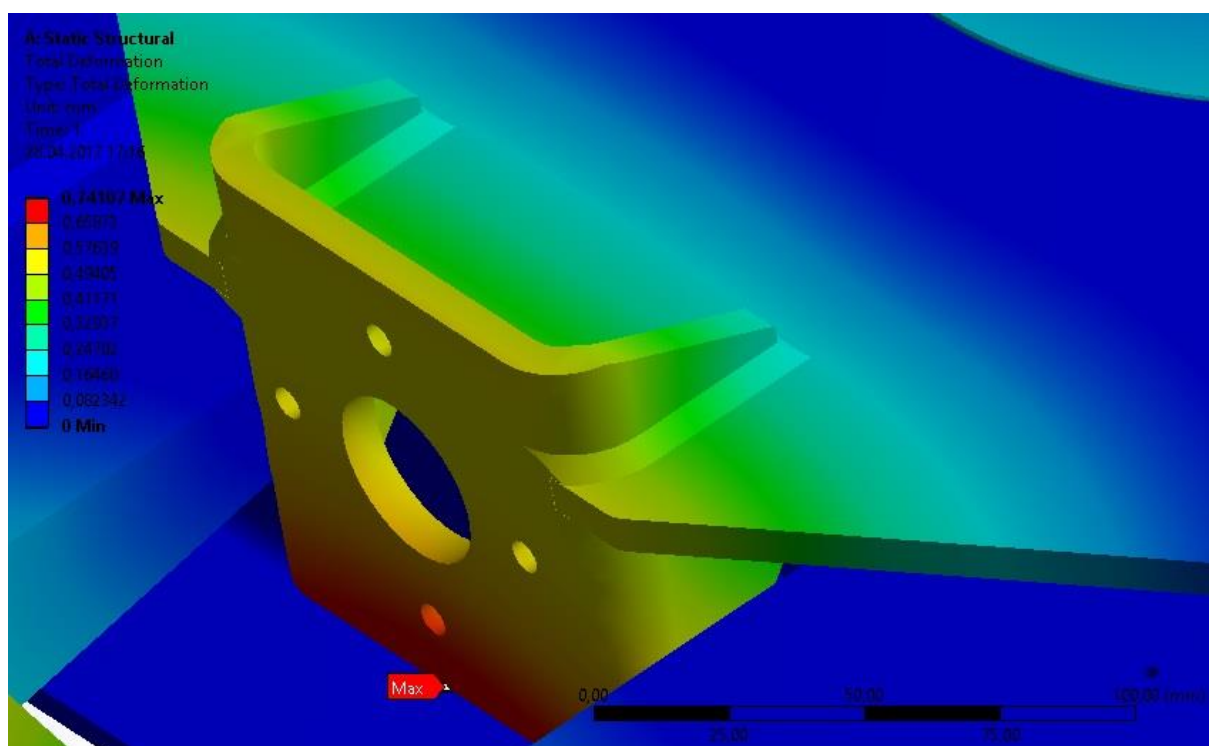
Obr. 5.2.13. Oblast maximálního zjištěného napětí při příčném zatížení



Obr. 5.2.14. Detail maximálního zjištěného napětí při příčném zatížení



Obr. 5.2.15. Oblast maximální deformace při příčném zatížení



Obr. 5.2.16. Detail maximální deformace při příčném zatížení



Tab. 6. Výsledky analýzy SUV vozidla

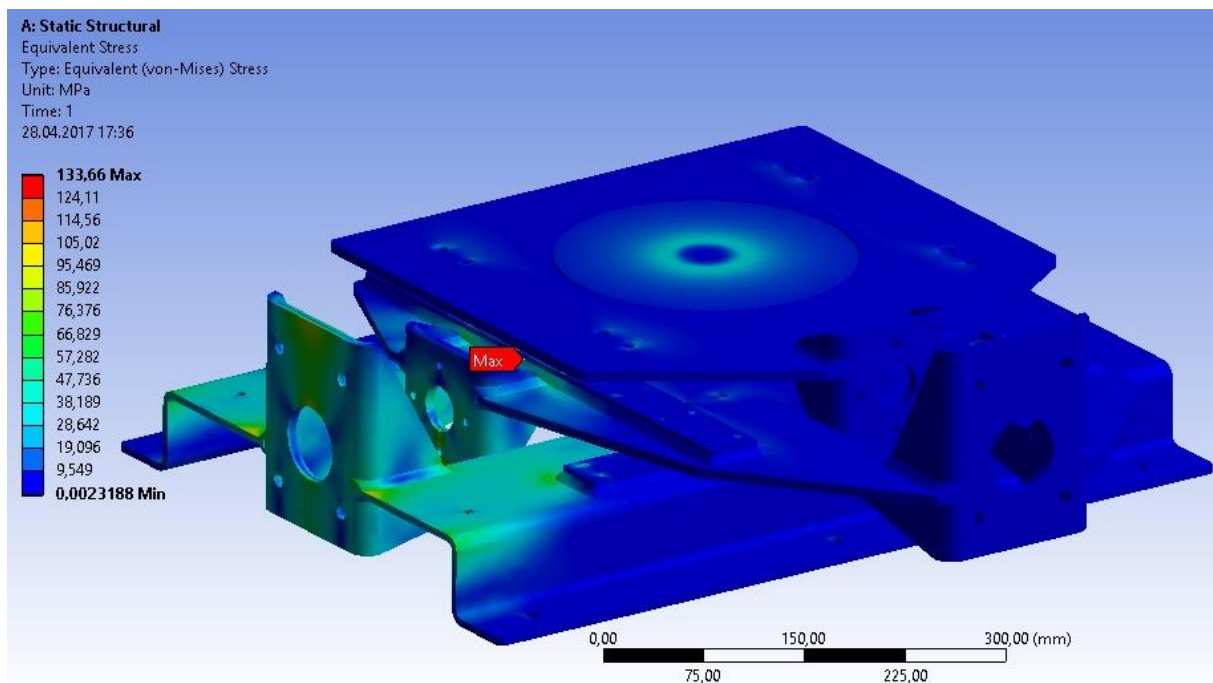
Osobní vozidlo	Maximální napětí σ_{max} [MPa]	Maximální deformace Δ [mm]	Koeficient bezpečnosti k [-]
Podélné zatížení	148,88	0,60853	1,58
Příčné zatížení	148,88	0,74107	1,58

Maximální napětí se nachází (v případě podélného zatížení) v místě uložení otočného talíře (**Obr. 5.2.14.**) v místě rádiusu, kde je přechod mezi čepem talíře a plotýnkou talíře. Maximální deformace nastala ve spodní části příruby příčné desky (**Obr. 5.2.16.**).

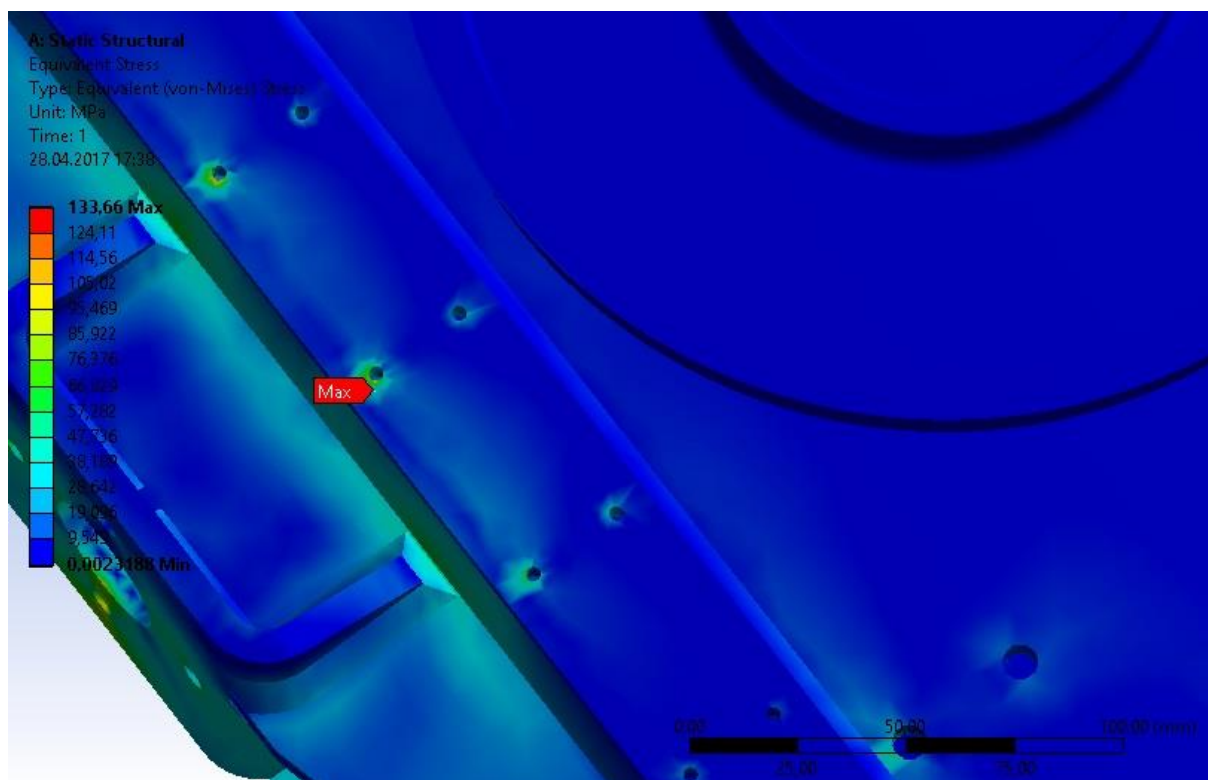
5.2.3 ZÁVODNÍ VOZIDLO

Na základě předepsaných hodnot byla provedena simulace pro podélné a příčné zatížení u závodního vozidla. Simulace obsahuje analýzu napjatosti a celkové deformace.

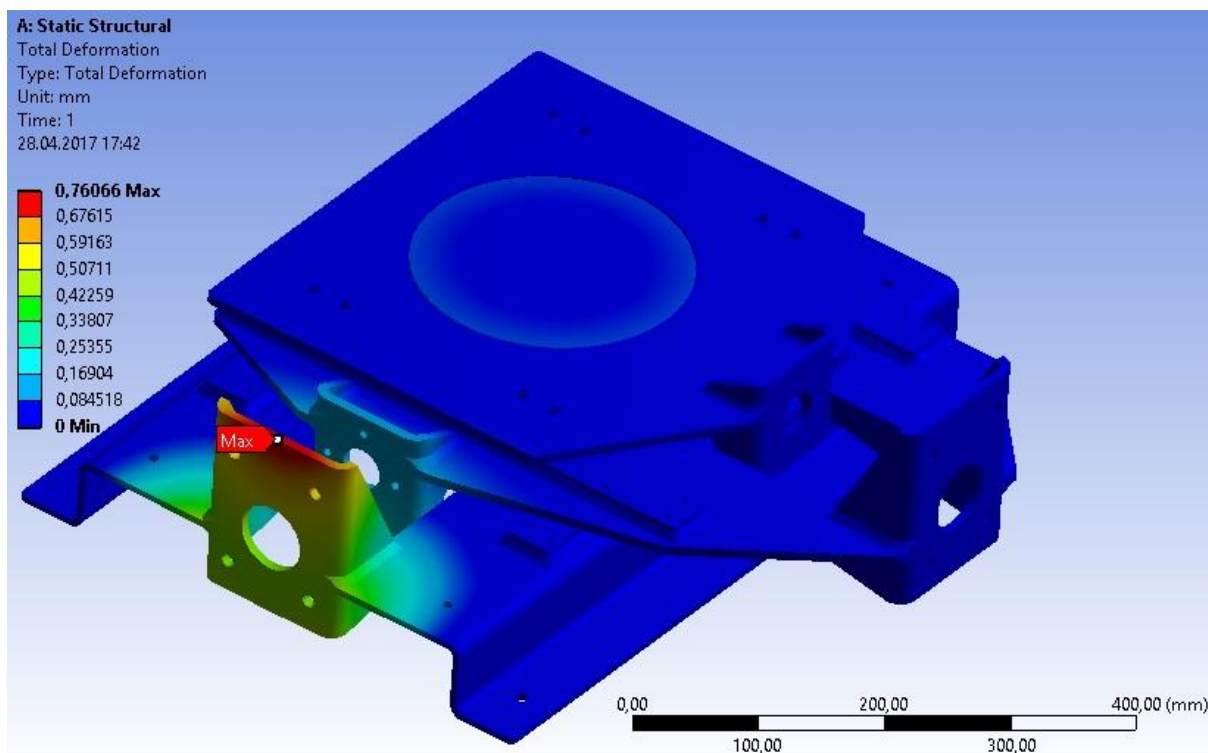
PODÉLNÉ ZATÍŽENÍ



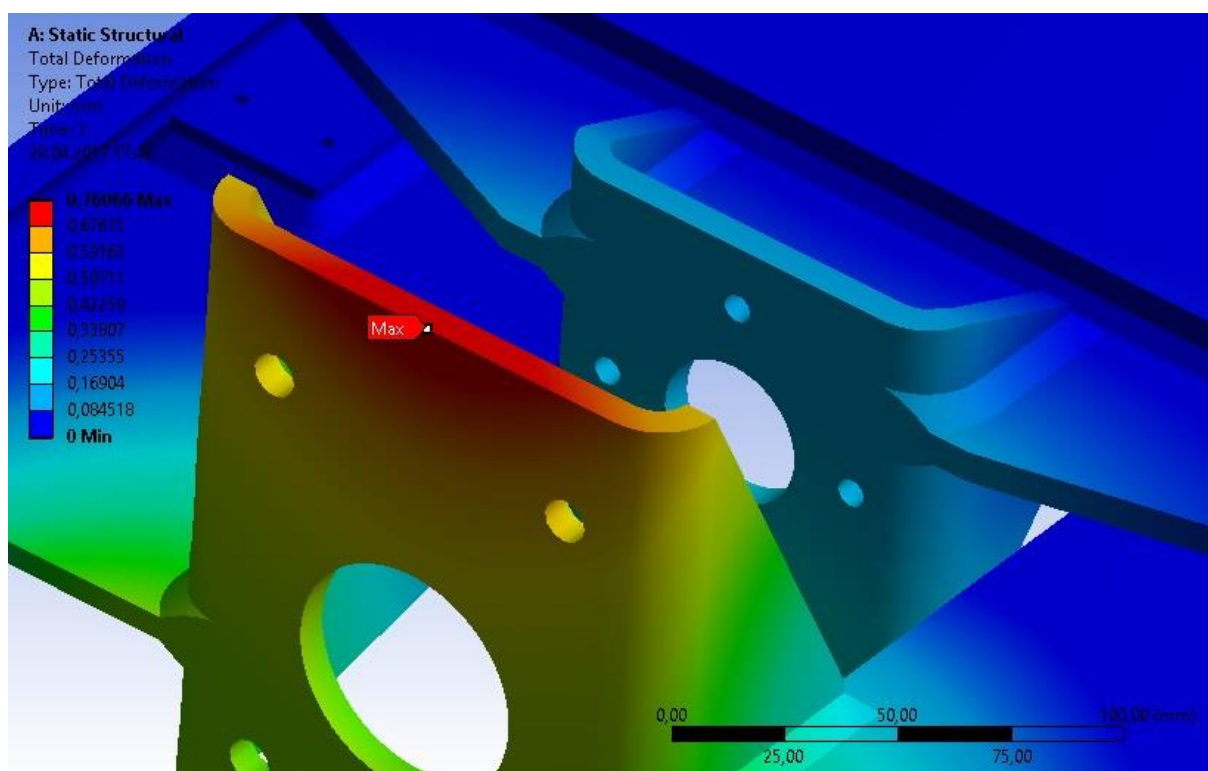
Obr. 5.2.17. Oblast maximálního zjištěného napětí při podélném zatížení



Obr. 5.2.18. Detail maximálního zjištěného napětí při podélném zatížení



Obr. 5.2.19. Oblast maximální deformace při podélném zatížení

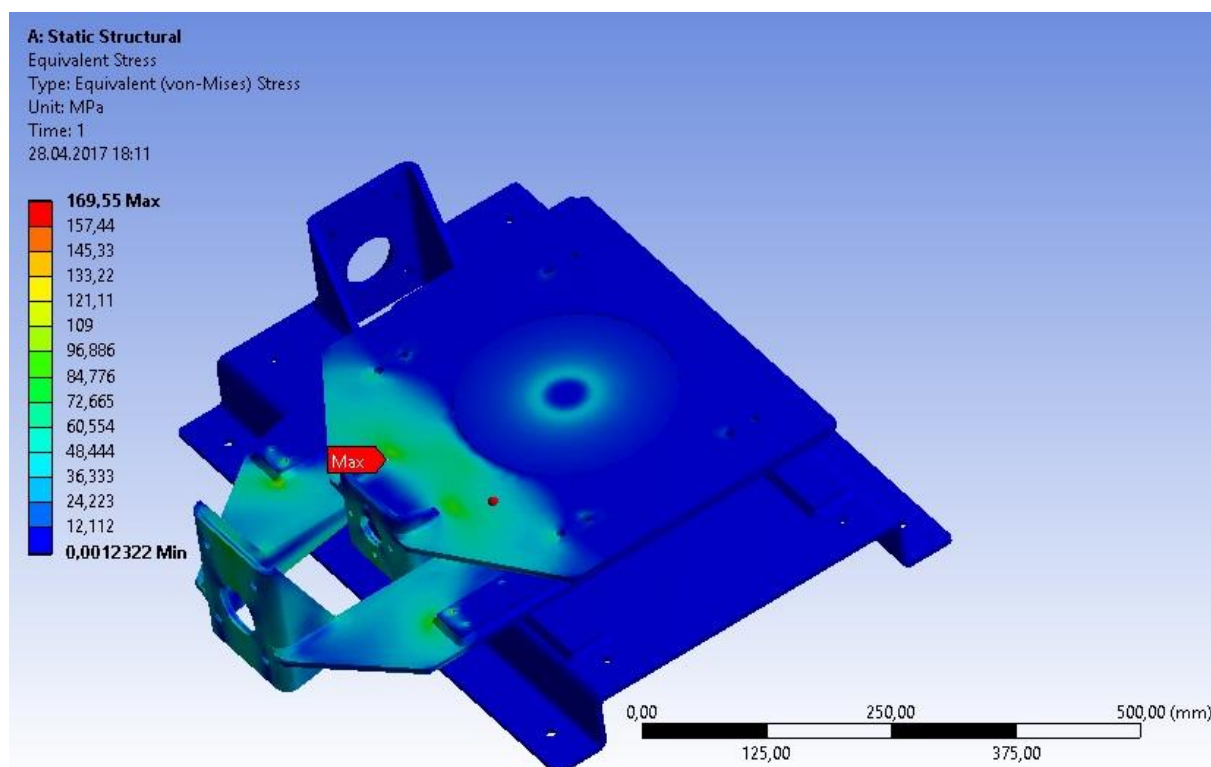


Obr. 5.2.20. Detail maximální deformace při podélném zatížení

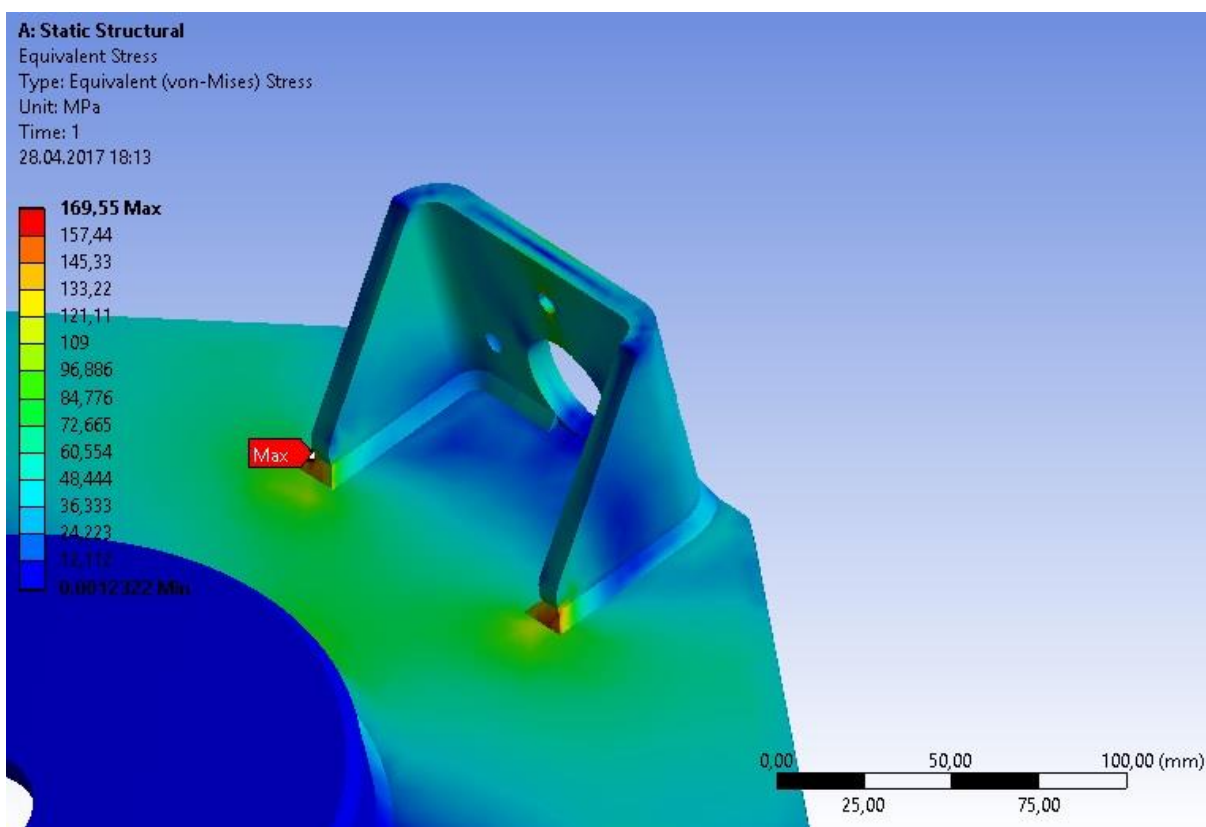
Maximální napětí se nachází (v případě podélného zatížení) v místě uchycení lineárního vedení (Obr. 5.2.18.). Maximální deformace nastala v místě příruby zdvižné převodovky (Obr. 5.2.20.).



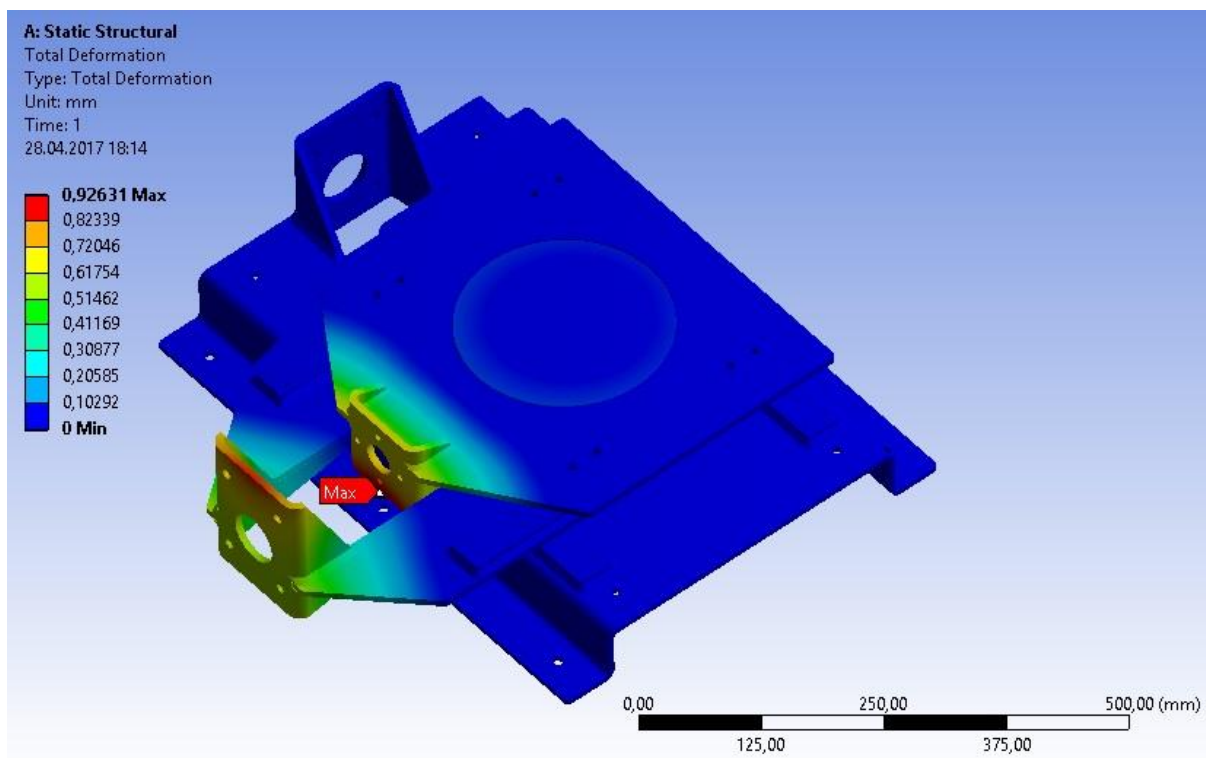
PŘÍČNÉ ZATÍŽENÍ



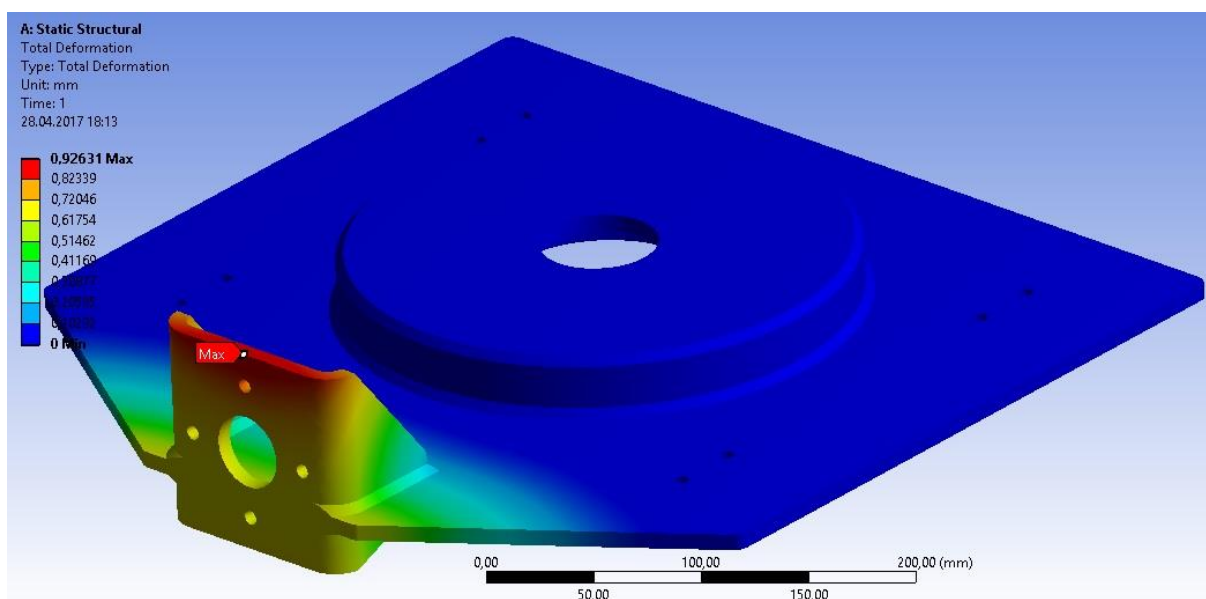
Obr. 5.2.21. Oblast maximálního zjištěného napětí při příčném zatížení



Obr. 5.2.22. Detail maximálního zjištěného napětí při příčném zatížení



Obr. 5.2.23. Oblast maximální deformace při příčném zatížení



Obr. 5.2.24. Detail maximální deformace při příčném zatížení

Maximální napětí se nachází (v případě příčného zatížení) v místě vyztužení příruby pro příčný posuv (**Obr. 5.2.22.**). Maximální deformace nastala ve spodní části této příruby (**Obr. 5.2.24.**).



Tab. 7. Výsledky analýzy závodního vozidla

Závodní vozidlo	Maximální napětí σ_{max} [MPa]	Maximální deformace Δ [mm]	Koeficient bezpečnosti k [-]
Podélné zatížení	133,66	0,76066	1,76
Příčné zatížení	169,55	0,92631	1,4

Z výsledků lze vyčíst, že maximální napětí je 169,5 Mpa, a to v případě testování závodního vozidla. Maximální deformace je 0,93 mm v místě příruby pro posuv příčné desky. Srovnatelně nastala při testování závodního vozidla. Nejvyšší napjatost se vyskytla u osobního vozidla při podélném zatížení 111,66 MPa v místě uložení otočného talíře. Maximální deformace při nejmenší hodnotě napětí byla 0,55 mm, a to v místě příruby pro posuv příčné desky. Je tedy patrné, že nejvíce namáhaným místem je tato příruba. Koeficient bezpečnosti zařízení ani v jednom případě neklesl pod hodnotu 1,4. Ve většině případů jde o napjatost v místě hrany sváru vytvořené programem. V reálné případě by tato napjatost nikdy nenastala. Dle výsledků lze konstatovat, že navržené zařízení vyhovují předepsaným limitům.

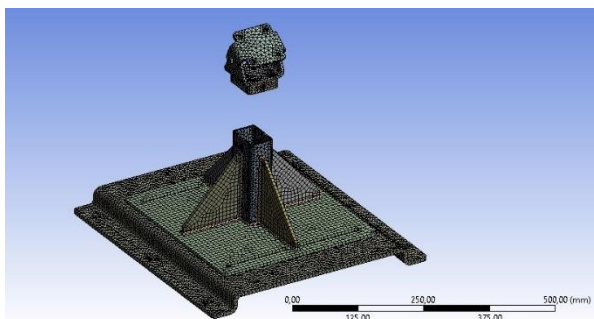
5.2.4 ANALÝZA KOTVÍČÍHO ZAŘÍZENÍ

Kotvící zařízení je navrženo tak, aby odolávalo maximálnímu podélnému a příčnému zatížení. Závodní vozidlo má tento parametr nejvyšší:

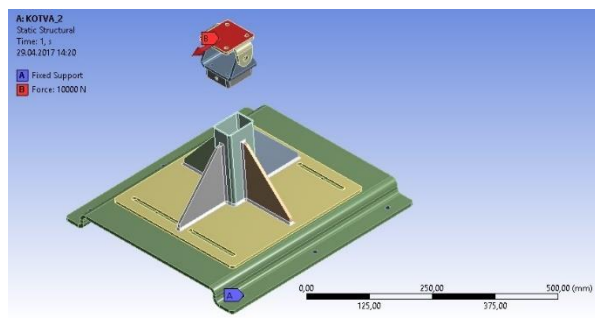
$$F_z = 10000N$$

$$\sigma_e = 235MPa$$

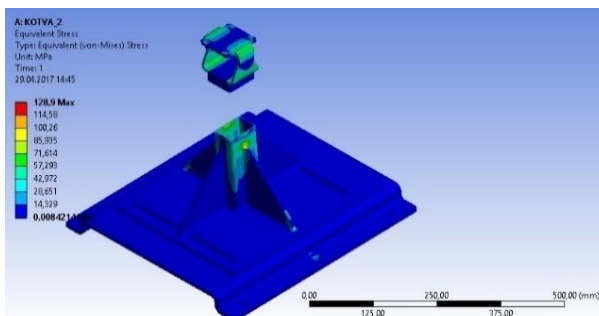
Kotvící zařízení je navrženo z konstrukční oceli o síle 6 mm. Skládá z hlavního normalizovaného profilu ČSN 42 6936 o rozměrech 70x50x3-3 a dalších dílů z plechu. Výpočetní síť využívající metodu Tetrahedrons o velikosti elementu 6 mm. Základna je zafixována k dosedací ploše a je zamezen posuv v místě děr šroubů. Vazbami JOIN-FIXED jsem nahradil pohybový šroub s vestavěnou maticí a další šroubové spoje.



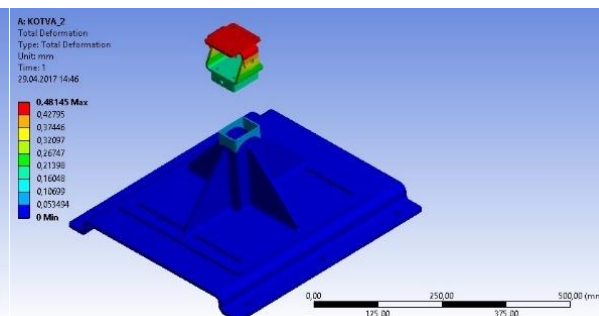
Obr. 5.2.25. Výpočetní síť kotvícího zařízení



Obr. 5.2.26. Silové působení



Obr. 5.2.27. Max. napětí kotvícího zařízení



Obr. 5.2.28. Max. deformace kotvícího zařízení

Tab. 8. Výsledky analýzy kotvícího zařízení

Nájezdové plošiny	Maximální napětí σ_{max} [MPa]	Maximální deformace Δ [mm]	Koeficient bezpečnosti k [-]
Kotvící zařízení	128,9	0,48145	1,82

Maximální napětí vyšlo v místě výztuhy (zakončení sváru) 128,9 MPa. Maximální deformace vznikla v místě dosedací plochy (dosedací plocha ke karoserii) a to 0,48145 mm. Koeficient bezpečnosti k mezi kluzu je 1,94. Dle výsledků lze konstatovat, že navrhnuté kotvící zařízení vyhovují předepsaným limitům.

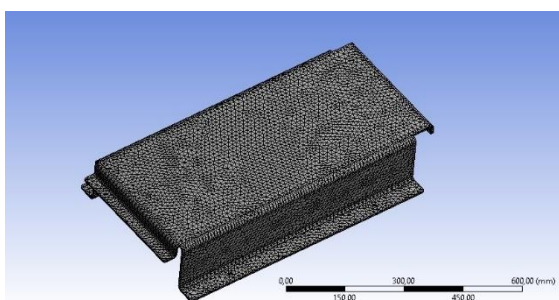
5.2.5 ANALÝZA NÁJEZDOVÝCH PLOŠIN

Nájezdové plošiny jsou navrženy tak, aby odolávaly maximálnímu radiálnímu zatížení. SUV vozidlo má tento parametr nejvyšší:

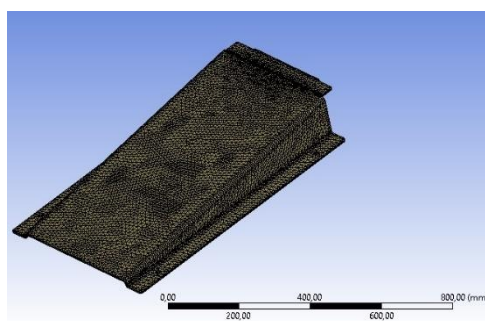
$$F_z = 8000N$$

$$\sigma_e = 235MPa$$

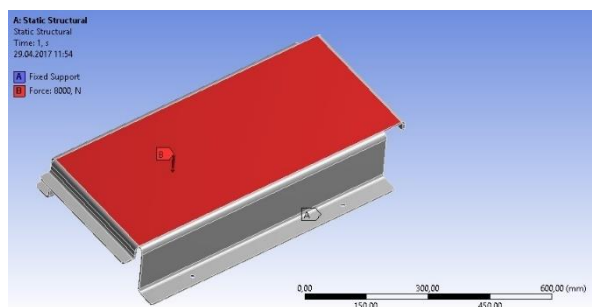
Plošina z konstrukční oceli o síle 6 mm plní tak daný požadavek. Výpočetní síť využívající metodu Tetrahedrons o velikosti elementu 6 mm. Plošiny jsou zafixovány k dosedací ploše a je zamezen posuv v místě děr šroubů.



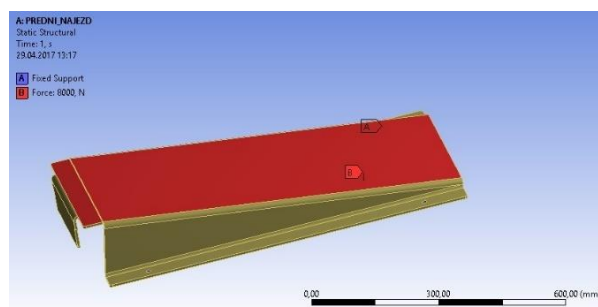
Obr. 5.2.29. Výpočetní síť základní plošiny



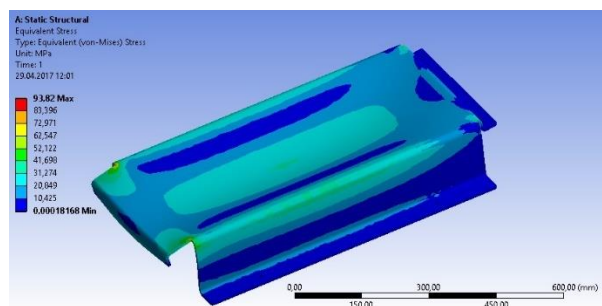
Obr. 5.2.30. Výpočetní síť přední plošiny



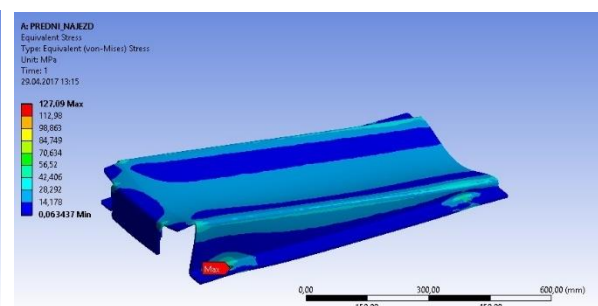
Obr. 5.2.31. Silové působení



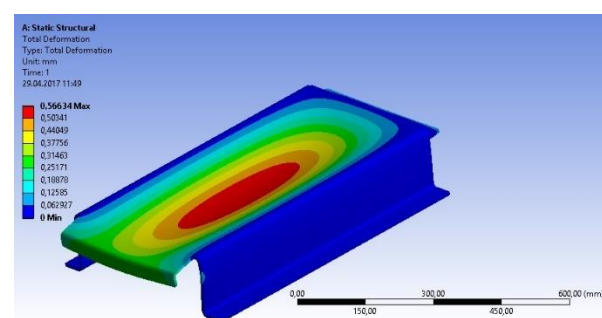
Obr. 5.2.32. Silové působení



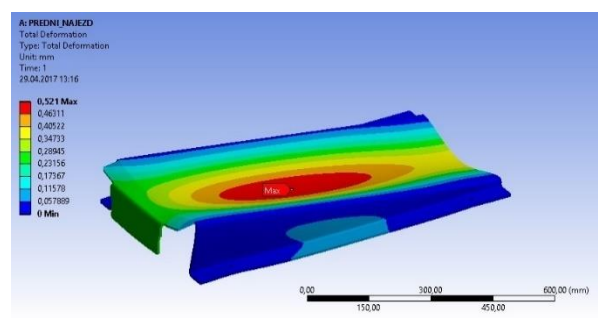
Obr. 5.2.33. Max. napětí základové plošiny



Obr. 5.2.34. Max. napětí přední plošiny



Obr. 5.2.35. Max. deformace zákl. plošiny



Obr. 5.2.36. Max. deformace přední plošiny

Tab. 9. Výsledky analýzy nájezdových plošin

Nájezdové plošiny	Maximální napětí σ_{max} [MPa]	Maximální deformace Δ [mm]	Koeficient bezpečnosti k [-]
Základní	93,82	0,56634	2,5
Přední	127,09	0,521	1,85

Maximální napětí vyšlo u přední plošiny 127 MPa. Maximální deformace vznikla u základní plošiny a to 0,56634 mm. Koeficient bezpečnosti k mezi kluzu je 1,97. Dle výsledků lze konstatovat, že navrhnuté nájezdové plošiny vyhovují předepsaným limitům.



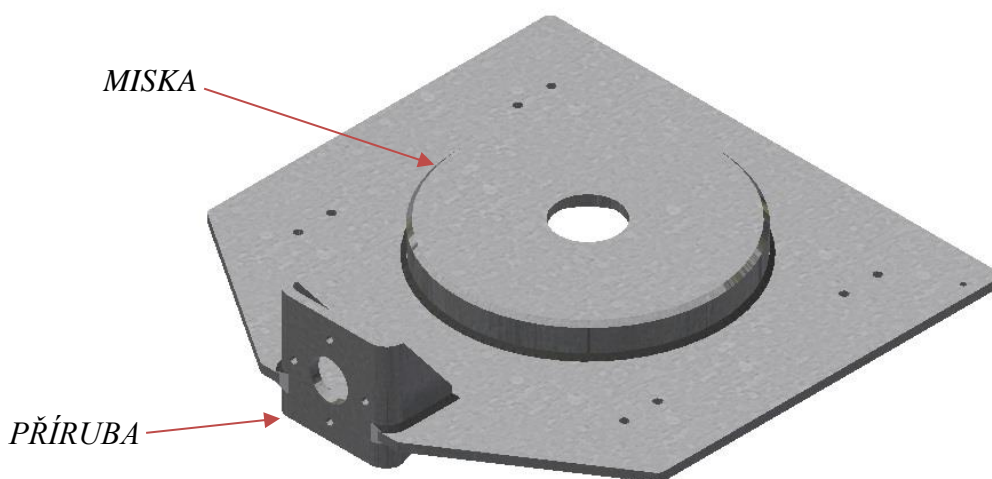
5.2.6 VÝPOČET SVÁRŮ

Výpočet svárů proběhl prostřednictvím Weld Calculator v softwaru Autodesk Inventor 2015. Koeficient bezpečnosti spoje sváru představuje poměr maximálního přípustného napětí a pevnosti průtažnosti spoje.

Předepsaný minimální koeficient bezpečnosti:

$$k = 2,7$$

DESKA PRO PŘÍČNÝ POSUV



Obr.5.2.37. Sváry na desce pro příčný posuv

Loads

Axial Force F_x 10000

Dimensions

Weld Height a 4

Weld Radius r 123

Joint Material and Properties

☒ Structural Steel S235JRG1

Yield Strength S_y 225 MPa

Ultimate Tensile Strength S_u 350 MPa

Safety Factor n_s 2,7

Allowable Stress S_d 83,333 MPa

Weld Form

Calculation of Statically Loaded Weld

☒ Standard Calculation Procedure

☐ Method of Comparative Stresses

☐ Only Active Weld Length is Considered

Weld Loads

Results

σ_A 83,333 MPa

a_{min} 0,170 mm

r_{min} 4,000 mm

τ 3,183 MPa

F_{xmax} 261799,300 N

Obr.5.2.38. Výpočet kruhového sváru kolem misky



Calculation **Fatigue Calculation**

Loads
 Bending Force F_y 10000
 Force Arm e 55

Dimensions
 Weld Height a 4
 Weld Group Height H 63
 Weld Group Width B 110

Joint Material and Properties
☒ Structural Steel S235JR G1
 Yield Strength S_y 225 MPa
 Ultimate Tensile Strength S_u 350 MPa
 Safety Factor n_s 2,7
 Allowable Stress S_{al} 83,333 MPa
 Conversion Factor of Weld Joint for:
 - Fillet End Weld α_1 0,750 ul
 - Fillet Side Weld α_2 0,650 ul

Weld Form

 Calculation of Statically Loaded Weld
☐ Standard Calculation Procedure
☒ Method of Comparative Stresses
☐ Only Active Weld Length is Considered

Weld Loads

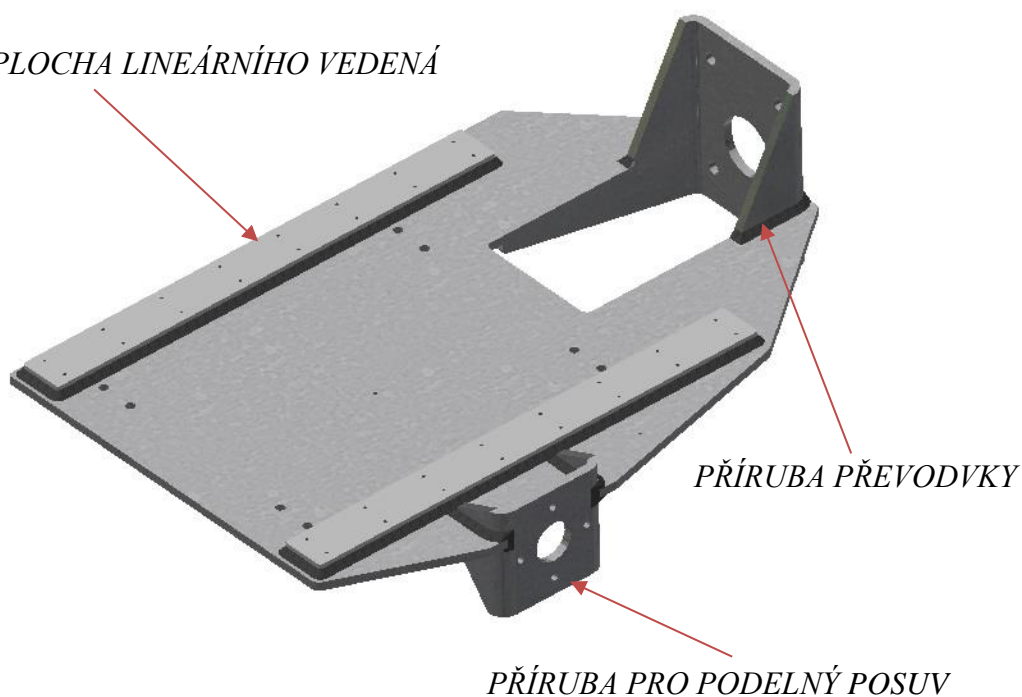
 Results
 σ_A 83,333 MPa
 a_{min} 0,790 mm
 τ_1 10,593 MPa
 τ_2 10,593 MPa
 τ_3 10,593 MPa
 τ_4 10,593 MPa
 σ_S 16,297 MPa
 F_{ymax} 51133,200 N

Obr.5.2.39. Výpočet sváru kolem příruby pro příčný posuv

Vzhledem k předepsaným parametrům svařenec vyhovuje.

DESKA PRO PODÉLNÝ POSUV

DOSEDACÍ PLOCHA LINEÁRNÍHO VEDENÁ



Obr.5.2.40. Sváry na desce pro podélný posuv



Loads

Bending Force F_y

Force Arm e

Dimensions

Weld Height a

Weld Group Height H

Weld Group Width B

Joint Material and Properties

☒ Structural Steel S235JR G1

Yield Strength S_y

Ultimate Tensile Strength S_u

Safety Factor n_s

Allowable Stress S_{al}

Conversion Factor of Weld Joint for:

- Fillet End Weld α_1
- Fillet Side Weld α_2

Weld Form

v

Calculation of Statically Loaded Weld

☐ Standard Calculation Procedure

☒ Method of Comparative Stresses

☐ Only Active Weld Length is Considered

Weld Loads

Results

σ_A	83,333 MPa
a_{min}	0,500 mm
τ	6,550 MPa
σ_S	10,078 MPa
$F_{y_{max}}$	82691,300 N

Obr.5.2.41. Výpočet sváru kolem dosedací plochy lineárního vedení

Tento výpočet platí i pro nosnou základovou desku, protože obsahuje také dosedací plochy pro lineární vedení.

Calculation		Fatigue Calculation	
Limits			
Bending Force	F_y	10000,000 N	>
Force Arm	e	68	>
Dimensions			
Weld Height	a	4 mm	>
Weld Group Height	H	72	>
Weld Group Width	B	136	>
Joint Material and Properties			
<input checked="" type="checkbox"/> Structural Steel S235JRG1	σ_y	225 MPa	>
Yield Strength	σ_u	350 MPa	>
Ultimate Tensile Strength	n_s	2,7	>
Safety Factor	σ_{all}	83,333 MPa	>
Allowable Stress	Conversion Factor of Weld Joint for:		
- Fillet End Weld	α_1	0,750 ul	>
- Fillet Side Weld	α_2	0,650 ul	>
Weld Form			
<input type="radio"/> Standard Calculation Procedure <input checked="" type="radio"/> Method of Comparative Stresses <input type="checkbox"/> Only Active Weld Length is Considered			
Weld Loads			
Results			
σ_A	83,333 MPa		
σ_{min}	0,670 MPa		
τ_1	8,929 MPa		
τ_2	8,929 MPa		
τ_3	8,929 MPa		
τ_4	8,929 MPa		
σ_S	13,736 MPa		
F_{ymax}	60666,600 t		

Obr.5.2.42. Výpočet sváru kolem příruby převodovky – horní část

Tento výpočet platí i pro nosnou základovou desku, protože obsahuje stejnou přírubu.

Calculation Fatigue Calculation

Loads

Bending Force F_y 10000,000 N >

Force Arm e 68 >

Dimensions

Weld Height a 4 >

Weld Group Height H 207 >

Weld Group Width B 136 >

Joint Material and Properties

☒ Structural Steel S235JRG1

Yield Strength S_y 225 MPa >

Ultimate Tensile Strength S_u 350 MPa >

Safety Factor n_s 2,7 >

Allowable Stress S_{al} 83,333 MPa >

Conversion Factor of Weld Joint for:

- Fillet End Weld α_1 0,750 ul >

- Fillet Side Weld α_2 0,650 ul >

Weld Form

Calculation of Statically Loaded Weld

☐ Standard Calculation Procedure

☒ Method of Comparative Stresses

☐ Only Active Weld Length is Considered

Weld Loads

Results

σ_A	83,333 MPa
a_{min}	0,460 mm
τ	6,039 MPa
σ_S	9,290 MPa
F_{ymax}	89699,900 N

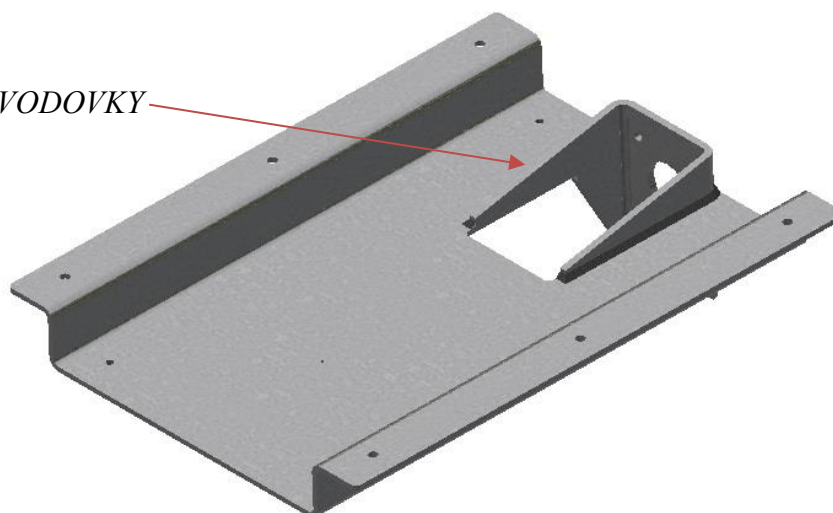
Obr.5.2.43. Výpočet sváru kolem příruby převodovky – dolní část

Tyto výpočty platí i pro nosnou základovou desku, protože obsahuje stejnou přírubu.

Vzhledem k předepsaným parametrům svařenec vyhovuje.

NOSNÁ ZÁKLADOVÁ DESKA

PŘÍRUBA PŘEVODOVKY



Obr.5.2.44 Sváry na nosné základové desce

Vzhledem k předepsaným parametrům svařenec vyhovuje.

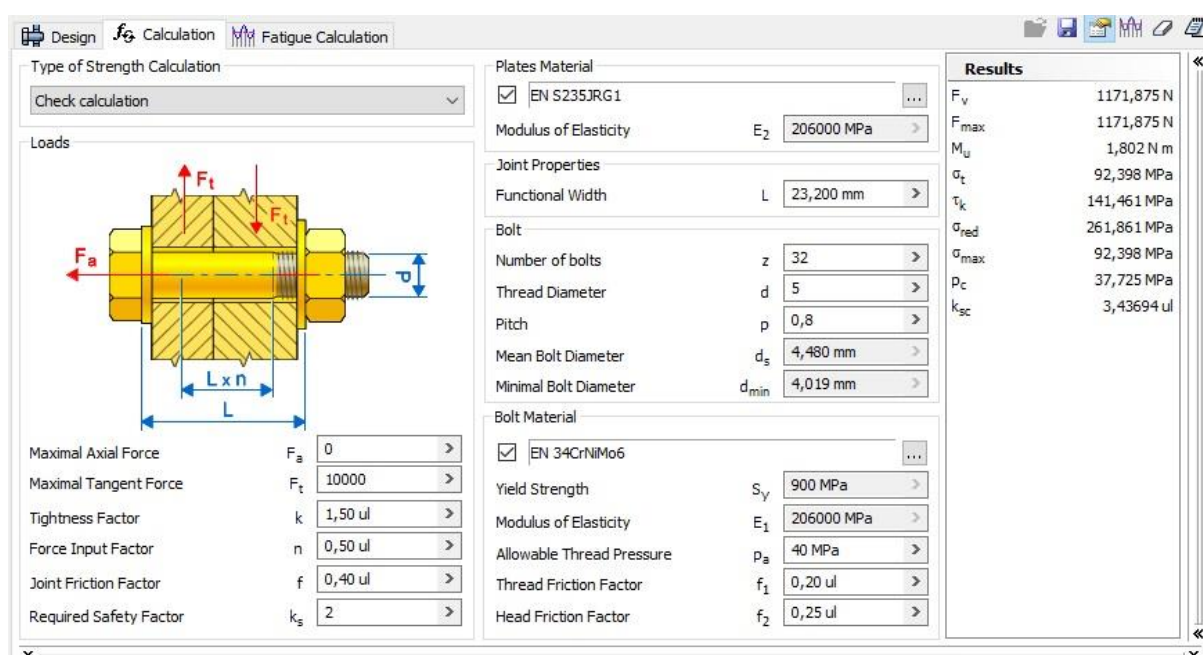


5.2.7 VÝPOČET ŠROUBOVÝCH SPOJŮ

Výpočet šroubů proběhl prostřednictvím BOLTED CONNECTION COMPONENT GENERATOR v softwaru Autodesk Inventor 2015.

Předepsaný minimální koeficient bezpečnosti:

$$k = 2$$



Obr.5.2.45. Ukázka výpočtu svárů

Pro jednotlivé šroubové spoje proběhla tato analýza. Dle **Tab. 10** byly vybrány šrouby s odpovídající pevností. Největší zatížení je v místě spojení desky a vozíčku lineárního vedení. U pozic 9-11 není specifikována bezpečnost z důvodu zanedbatelného zatížení. Vybral jsem uvedené šrouby.



Tab. 10. Souhrn použitých šroubů zařízení ELAST 2017

Pozice	Typ šroubu [mm]	Materiál šroubu	Norma	Mez kluzu šroubu S_y [MPa]	Třída pevnosti šroubu	Bezpečnost k_{sc}
1	M10x1,5-35	1,5	DIN 6921	900	10.9	2,7
2	M10x17	1,5	DIN 580	Nosnost 230 kg (jeden bod, 90°) Nosnost 170 kg (dva body, 0-45°)		
3	M5x0,8-30	ISO EN 34CrNiMo6	ISO 4762	900	10.9	3,44
4	M5x0,8-20	ISO EN 34CrNiMo6	ISO 4762	900	10.9	3,44
5	M6x1-12	ISO EN 34CrNiMo8	DIN 6921	1050	12.9	2,15
6	M6x1-12	ISO EN 30CrNiMo8	ISO 10642	1050	12.9	2,15
7	M8x1,25-30	ISO EN 34CrNiMo6	DIN 6921	900	10.9	3
8	M10x1,5-40	ISO EN X30Cr13	ISO 4162	650	8.8	3,49
9	M5x0,8-25	ISO EN X30Cr13	DIN 933	900	10.9	-
10	M5x0,8-35	ISO EN X30Cr13	DIN 933	650	8.8	-
11	M5x0,8-30	ISO EN X30Cr13	DIN 933	650	8.8	-



6 CENOVÁ KALKULACE

V této kapitole uvádím cenovou nabídku všech navrhnutých součástí. Byly kontaktovány firmy, které se danou problematikou zabývají. Požádal jsem o vytvoření cenové nabídky jednotlivých komponentů a úkonů. Ceny jsou uvedeny pro běžného zákazníka bez DPH.

Tab. 11. Cenová kalkulace navrhnutých součástí

	Dodavatel	Název položky	Množství [ks]	MJ	Cena za kus [Kč]	Cena celkem [Kč]
1	Josef Matušík Centrum zpracování plechu s.r.o., 756 56 Prostřední bečva 664	CNC ohraňování	1	sada	10 230	10 230
2	Josef Matušík Centrum zpracování plechu s.r.o., 756 56 Prostřední bečva 664	CNC ohraňování	1	sada	2 200	2 200
3	Raveo s.r.o., Tř. Tomáše Bati 1851, 765 02 Otrokovice	Třífázový elektromotor RMS 8026	2	ks	5 507	11 014
4	Raveo s.r.o., Tř. Tomáše Bati 1851, 765 02 Otrokovice	Zdvižná převodvka HR25/0150/1	2	ks	16 841	33 682
5	Raveo s.r.o., Tř. Tomáše Bati 1851, 765 02 Otrokovice	Lineární vedení WRC 27/20FN-S- V0-N- BLOCK	8	ks	1 545	12 360
6	Raveo s.r.o., Tř. Tomáše Bati 1851, 765 02 Otrokovice	Lineární vedení WRC27/20- RAIL-N- 0450L-15-15	4	ks	1 763	7 052
7	Raveo s.r.o., Tř. Tomáše Bati 1851, 765 02 Otrokovice	Lineární vedení WRC27/20- RAIL-N- 0450L-15-15	4	ks	1 763	7 052



8	Kistler Eastern Europe s.r.o., Zelný pruh 1560/99, 140 00 Praha 4	Snímač síly Typ 9133 BA	2	ks	5 000	10 000
9	Megatron, s.r.o., Mrštíkova 16, 100 00 Praha 10	Lineární snímač polohy RC13	2	ks	2 000	4 000
10	Megatron, s.r.o., Mrštíkova 16, 100 00 Praha 10	Lineární snímač polohy RC13	2	ks	2 000	4 000
11	NTZ s.r.o., Ratiboř 358, 756 21	CNC obrábění	1	sada	27 660	27 660
12	Ferospoj s.r.o., Hraniční 2256/8 České Budějovice 370 06	Šroub DIN 933 M5x0,8-25	2	ks	1,23	2,46
13		Šroub DIN 933 M5x0,8-30	1	ks	1,52	1,52
14		Šroub DIN 933 M5x0,8-35	1	ks	1,7	1,7
15		Šroub ISO 4162 M10x1,5-40	8	ks	3,85	30,8
16		DIN 6921 M8x1,25-30	8	ks	1,85	14,8
17		DIN 6921 M6x1-14	16	ks	0,7	11,2
18		ISO 10642 M6x1-12	16	ks	0,74	11,84
19		ISO 4762 M5x0,7-30	16	ks	1,64	26,24
20		ISO 4762 M5x0,8-20	48	ks	1,59	76,32
21		DIN 6921 M10x1,5-40	40	ks	53,79	2151
22		DIN 580 M10x1,5-17	32	ks	3,85	123,2
23		DIN 6923 M10x1,5	32	ks	1,16	37,12
24		DIN 24035 M6x1	8	ks	0,44	3,52
25		DIN 6921 M6x1-18	6	ks	1,61	9,66
26		DIN 6921 M10x1,5-20	4	ks	3,85	15,4
27		Závlačka DIN 94	1	ks	1,65	1,65



28	Obchod pro řemesla s.r.o.	ČSN 022930	1	ks	9,82	9,82
29	ARKOV, spol. s r.o. Štefánikova 11 695 01 Hodonín	Kuželíkové ložisko 30 211A	1	ks	175,09	175,09
30	4ISP s.r.o., Purkyňova 1805, Úvaly 250 82	Traperzový šroub TR 30x8x300	1	ks	1881	719
31	Kovarson s.r.o., 4.května 212, Vsetín 755 01	Svařování	1	sada	2 000	2 000
32	Kovarson s.r.o., 4.května 212, Vsetín 755 01	Montáž	1	sada	2 000	2 000
33	Precis s.r.o., Jasenice 294, Vsetín 755 01	Povrchová úprava – zinkování	1	sada	7 557	7 557
34	Briol s.r.o., Čistá 415	Smirkový papír 230x280 zr.100	1	ks	5,5	5,5
Cena celkem bez DPH			149 729,- Kč			



7 NÁVRH MĚŘÍCIHO ŘETĚZCE

Pro stanovení měřicí charakteristiky byla potřeba navrhnout měřicí řetězec. Nechal jsem se tedy inspirovat a zvolil jsem technologii, kterou již ústav automobilního inženýrství vlastní. Má vysokou variabilitu měření a přesnost naměřených dat.

7.1 FOTOGRAMMETRICKÉ ZAŘÍZENÍ TRITOP

TRITOP funguje jako bezkontaktní zařízení, které určuje polohu daného objektu pomocí kontrastních bodů. Tyto body se jednoduše umístí po celém objektu, a to libovolně dle uvážení. Je nutné vytvořit síť, která je schopna určit prostorové souřadnice všech kontrastních bodů. To se provádí pomocí dvou a více fotografií – jedná se o systém fotogrammetrie. Je nutné získat fotografie pod více úhly. Poté se skládají k sobě. TRITOP se vykazuje vysokou přesností, jednoduchou manipulací a přípravě pro vytvoření prostorových souřadnic. Také dokáže rychle zpracovávat data. Díky těmto vlastnostem se často využívá při kontrolách kvality výroby v oblasti reverzního inženýrství a při deformačních analýzách. [14]

Zařízení může snímat objekty o velikost od $(1,0 \times 0,5 \times 5,0) \text{ m}^3$ s přesností 0,015 mm až do velikosti $(10,0 \times 5,0 \times 5,0) \text{ m}^3$ s přesností 0,2 mm. [14]



Obr.7.1. Zařízení TRITOP [28]



Po naměření získaných dat se zpracovávají v sofistikovaném softwaru. Také je zapotřebí mít fotoaparát s vysokým rozlišením a vyměnitelným objektivem se stálou ohniskovou vzdáleností. Pro přenos snímků do počítače, který je vybaven softwarem TRITOP, se využívá paměťová karta implementovaná přímo ve fotoaparátu. Snímaný objekt je také potřeba nasvítit pro lepší rozpoznání kontrastních bodů. K tomu nám poslouží makroblesk EM-140DG. Kalibrace zařízení probíhá pomocí speciálních certifikované kalibrační tyče. Oba konce tyče disponují kódovanými referenčními body a vzdálenost mezi nimi je velice přesně změřená. Kontrastní značky s různými kruhovými výsečemi se rozmístí po celém sledovaném objektu. Každý z bodů má své identifikační číslo. Poslouží nám ke skládání snímků a vytvoření bodů v prostoru. Pak jsou nekódované referenční body, které jsou rozmístěny libovolně po objektu. Poslouží k vytvoření podrobnější 3D sítě. [14]

7.2 POSTUP MĚŘENÍ

- rozmístění kalibračních tyčí – umístit tak, aby byly zobrazeny na nejvíce snímcích
- rozmístění kódovaných referenčních bodů – použít co největší možný počet bodů, vhodné rozmístění, nesmí na snímcích vytvářet přímky
- zajistit stálost pozice všech kódovaných bodů
- rozmístění nekódovaných bodů – použít co největší možný počet bodů, použít nové
- dobré osvětlení – použití makroblesku, musí být co nejméně odlesk

Následně se provede série čtyř snímků otočených o 90° kolem eliptické osy. Snímky by měly být pořízeny tak, aby obsahovaly kalibrační tyče. Tímto se zjistí počáteční body fotoaparátu a určí se optické zkreslení objektivu. Poté se přejde k pořizování snímků z několika úrovní a musí se dbát na počet pořízených snímků – minimálně pět snímků kódovaných referenčních bodů a minimálně tři snímky nekódovaných bodů. První úroveň se snímá pod úhlem 45° od optické osy a postupuje se proti směru hodinových ručiček. Další úrovně se zhotoví obdobně, ale změní se úhel pořizovacího snímku. Musí se dbát na volbu pořízení snímku, aby nedocházelo ke zkreslování. Snímky se zpracují v softwaru TRITOP. Rychle a přesně zobrazí pozice všech snímaných referenčních bodů, kontrastních linek a vypočítaných 3D souřadnic. Následně se může přejít k vyhodnocení. [14]

Při vyhodnocování postupujeme podle následujících kroků. Musíme vytvořit nový projekt, určit fotoaparátu měřítkové tyče a kódované referenční body, výpočet těchto bodů, kontrola výsledků a přidání referenčních bodů, které nebyly automaticky určeny a zadání souřadnicového systému. [14]



Systém TRITOP pracuje ve dvou módech:

- vázací mód – Bundle mode

Slouží ke kontrole rozpoznaných bodů v podobě elips. Cílové body lze vypočítat z umístění referenčních bodů. Zvláštní body jsou do programu zadávány ručně. [14]

- výpočtový mód – Evaluation mode

Slouží k zobrazování výsledků. Je důležitá kontrola všech bodů, zdali jsou správně identifikovány. Chybějící body se musí doplnit ručně, to zajistí lepší přesnost měření. Mód také vytváří tzv. primitiv – jsou to geometrické prvky vytvořené z prvků (body a čáry) nalezených při měření.

Každý mód pracuje ve svém ovládacím prostředí. Lze jednoduše mezi nimi přepínat.



8 TEORETICKÁ ANALÝZA NEPŘESNOSTI MĚŘENÍ

Při měření může docházet k nepřesnostem a tím vznikají nejistoty. Ty pak mají výrazný vliv na správný výsledek. Proto je důležité použít určitý zápis. Nejistota měření je parametr (přidružený k výsledku měření) charakterizující rozptýlení hodnot měřené veličiny. Základní kvantitativní charakteristikou nejistoty měření je standardní nejistota. Může mít i více příčin a podle nich dělíme nejistoty do dvou základních skupin:

- nejistoty typu A (ΔA_x), projevující se drobnými odchylkami výsledků při opakovaných měřeních (jejichž příčiny se obecně považují za neznámé)
- nejistoty typu B (ΔB_x), kdy sice při opakovaných měřeních dostaneme vždy stejný výsledek, ale ten je zkreslený buď nepřesností použitého měřidla, nebo nevhodnou metodou měření, nebo nedokonalostí lidského smyslu při odečítání na měřidle nebo jeho ovládání apod. [29]

8.1 VYHODNOCOVÁNÍ NEJISTOT TYPU A

Nejistoty typu A jsou stanoveny z výsledků opakovaných měření statistickou analýzou série naměřených hodnot. Statistické zákony se projeví tím průkazněji, čím větší je soubor měření. V laboratořích však budeme zpravidla provádět malý počet opakovaných měření (často i $n < 10$). Těchto několik hodnot je pouze malým výběrem, který neumožňuje stanovit dostatečně přesný průběh rozdělení naměřených hodnot základního souboru ani jeho střední hodnotu (a tedy ani přesnou hodnotu měřené veličiny). Naší snahou proto bude stanovit interval, který bude s určitou zvolenou pravděpodobností pravou hodnotu X obsahovat. Je oprávněné předpokládat, že pravé hodnotě X je nejbližší aritmetický průměr naměřených hodnot x_i (výběrový průměr). [29]

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$$

Výběrový rozptyl aritmetického průměru (rozptyl výběrových průměrů) $D(\bar{x})$ je n krát menší, než výběrový rozptyl jednoho měření $D(x)$. Výběrová směrodatná odchylka aritmetického průměru (směrodatná odchylka výběrových průměrů) $\sigma(\bar{x})$, která je považována za standardní nejistotu typu A se proto vypočítá takto:



$$\sigma(\bar{x}) = \sqrt{\frac{D(x)}{n}} = \sqrt{\frac{1}{n \cdot (n-1)} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}$$

V metrologii je zvykem stanovit interval, který by obsahoval pravou hodnotu X s pravděpodobností 95%. Proto stanovujeme tzv. rozšířenou nejistotu $\Delta A_x = k \cdot \sigma(\bar{x})$. Koeficient k pro konfidenční pravděpodobnost 95% závisí na počtu měření, jak je vidět z následující tabulky, vybrané z takzvaného Studentova rozdělení. Tabulka součinitelů k pro konfidenční 95% interval pravděpodobnosti n měření. [29]

n	3	4	5	6	7	8	9	10	12	15	20	30	60	120	∞
k	4,30	3,18	2,78	2,57	2,45	2,37	2,31	2,26	2,20	2,14	2,09	2,04	2,00	1,98	1,96

Obr.8.1. Tabulka součinitelů k pro konfidenční 95 % interval pravděpodobnosti n měření [29]

8.2 VYHODNOCOVÁNÍ NEJISTOT TYPU B

Standardní nejistota typu B se odhaduje pomocí úsudku na základě dostupných informací a zkušenosti. Nejčastěji se použijí:

- údaje výrobce měřicí techniky (technické parametry použitého zařízení, např. třída přesnosti elektromechanického (ručkového) měřicího přístroje nebo dvojice konstant charakterizujících chybu číslicového měřicího přístroje, například teploměru),
- zkušenosti z předchozích měření,
- zkušenosti s vlastnostmi chování materiálů a techniky a poznatky o nich,
- údaje získané při kalibraci a z certifikátů,
- nejistoty referenčních údajů v příručkách. Pro každý uvažovaný zdroj nejistot se stanoví dílčí nejistota typu B $\Delta_{B_i}x$ a výsledná nejistota se pak určí z dílčích nejistot jako:

$$\Delta_B x = \sqrt{(\Delta_{B_1}x)^2 + (\Delta_{B_2}x)^2 + \dots} \quad [29]$$



8.3 VYHODNOCENÍ KOMBINOVANÉ NEJISTOTY

Výslednou nejistotu veličiny x (tzv. kombinovanou nejistotu) vypočteme podle vztahu:

$$\Delta x = p(\Delta A_x)^2 + (\Delta B_x)^2$$

a naměřenou hodnotu veličiny x vyjádříme zápisem:

$$x = (x \pm \Delta x)$$

[29]

8.4 NEJISTOTY VELIČIN ZÍSKANÝCH NEPŘÍMO (VÝPOČTEM)

Pokud je veličina y funkcí několika veličin x_i (nebo hodnot jedné veličiny):

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_n),$$

a známe nejistotu Δx_i každé z těchto veličin, lze nejistotu veličiny y vypočítat ze vztahu:

$$\Delta y = \sqrt{\left(\frac{\partial y}{\partial x_1} \cdot \Delta x_1\right)^2 + \left(\frac{\partial y}{\partial x_2} \cdot \Delta x_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial y}{\partial x_n} \cdot \Delta x_n\right)^2}$$

(Zákon šíření nejistot)

Podmínkou ovšem je, že veličiny x_i mají všechny normální rozdělení a nejsou korelované (není mezi nimi vzájemný vztah). [29]



8.5 ODHAD ŘEŠENÍ BĚŽNÝCH TYPŮ DIFERENCIÁLNÍCH ROVNIC

Diferenciální rovnice prvního řádu typu:

$$\frac{dX}{dt} + C_1 \cdot X = C_2$$

má obecné řešení ve tvaru:

$$X = A \cdot e^{-C_1 \cdot t} + \frac{C_2}{C_1},$$

kde konstantu A lze určit z počátečních podmínek.

Diferenciální rovnice druhého řádu typu:

$$\frac{d^2 X}{dt^2} + \omega^2 \cdot X = 0$$

má řešení ve tvaru harmonické funkce:

$$A \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi_0) \quad [29]$$

Hlavními příčinami, proč k chybám při měření dochází, jsou přístroje – nedokonalost a nepřesnost. Také jsou to použité metody, lidské smysly, nepozornost a nemožnost vyloučení vnějších dějů, které mají vliv na výsledek měření. [30]

8.6 POUŽITÉ MĚŘICÍ PŘÍSTROJE

Zařízení pro měření síly: Kistler Force Sensor Kit F_z up to 36 kN je $\pm 1\%$ FS

Zařízení pro měření dráhy: desky Megatron RC13, rozsah max. 150 mm, $\pm 0,5\%$ FS

Zařízení pro měření změny polohy snímaných bodů Tritop:

1 x 0,5 x 0,5 m³ Měřicí prostor – Přesnost 0,015 mm

10 x 5 x 5 m³ Měřicí prostor – Přesnost 0,2 mm





ZÁVĚR

V této diplomové práci jsem pojednával o problematice týkající se zavěšení kola automobilu. Elastokinematika je v současnosti velice sledovaný obor, a proto je potřeba se mu více věnovat. Mým úkolem bylo vytvořit konstrukční návrh zařízení pro měření elastokinematiky zavěšení kol. Na základě vstupních požadavků jsem rozhodl, jak by zařízení mohlo fungovat a být sestaveno. ÚADI neustále vyvíjí různé komponenty automobilů pro své obchodní partnery. Tento koncept by tedy mohl posloužit ke zkouškám na různých typech vozidel.

Velikou zásluhu na navrhnutém zařízení má lineární vedení, které díky svým vlastnostem a konstrukci umožnilo plně realizovat moji myšlenku. Zároveň propojilo jednotlivé komponenty, tak aby mohly plnit svůj úkol. Zařízení je převážně z konstrukční, dobře svařitelné oceli. Pomocí svárových, šroubových spojů a dalších prvků tvoří sestavu. Realizace pohybu jsem zajistil elektromotorem s převodovkou, která mi pomohla vyřešit silové působení. Bylo taky nutné určit některé parametry, tudíž je zařízení osazeno snímači síly a dráhy.

Dle vnějšího silového zatížení na zařízení byla provedena výpočetní analýza navrhnutých součástí a to pro 3 typy vozidel. Každé vozidlo mělo jinou kombinaci zatížení. Byly také provedeny bezpečnostní výpočty šroubů a svárů. Podmínka dle limitních silových zatížení byla tedy splněna. Samotné zařízení, ale potřebuje pro svou činnost mnoho pomocných zařízení, proto byly navrženy nájezdové rampy, které umožní jednoduché najetí na měřicí zařízení. Práce také obsahuje kotvící zařízení, které dokáže zajistit karoserii proti pohybu.

V práci uvádím, pro případnou realizaci, cenovou kalkulaci, která obsahuje náklady na výrobu navrženého zařízení. Náklady jsou pro obvyčejného koncového zákazníka. Pokud by byly do projektu zahrnutí obchodní partneři školy, tak věřím, že konečná cena může být razantně nižší. Měřicím řetězcem byl navrhnut systém Tritop, který má velice kvalitní výsledky měření s vysokou přesností, ale především ÚADI toto zařízení vlastní. Na závěr byly popsány postupy pro vyhodnocení s analýzou nepřesnosti měření. Tato diplomová práce obsahuje výkresovou dokumentaci na CD disku pro případnou realizaci.

Na zařízení od počátku tvorby proběhl určitý vývoj, který přinesl konečné řešení. V budoucnosti tedy nic nebrání tomu, aby tento koncept stál na základové desce měřicí zkušebny ÚADI.





POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] NĚMEC, Václav. *Nápravy automobilů* [online]. Dostupné z: <http://www.sps-vitkovice.cz/texty/texty/SIV/N%C3%A1pravy%20automobil%C5%AF-UT.pdf>
- [2] NĚMEČEK, Pavel. *Zavěšení kol*. Liberec, 2009 [online]. Dostupné z: http://old.kvm.tul.cz/studenti/texty/Kdms1/5-Zaveseni_kol.pdf
- [3] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-x.
- [4] SAJDL, Jan. *Zavěšení kol* [online]. ISSN 1804-2554. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/zaveseni-kol/>
- [5] *Multilink front suspension and Hotchkis rear suspension* [online obrázek]. Dostupné z: <https://www.ramtruck.ca/en/2016/chassis/capability>
- [6] *Tuhá náprava Four Link* [online obrázek]. Dostupné z: <https://www.bimmerforums.com/forum/showthread.php?1990662-my-build-thread-e30-with-a-9-inch>
- [7] *Lichoběžníková a McPherson náprava* a [online obrázek]. Dostupné z: <https://www.cad.cz/strojirenstvi/38-strojirenstvi/4188-predni-naprava-osobniho-automobilu.html>
- [8] *Spřažená kliková náprava a kliková náprava* [online obrázek]. Dostupné z WWW <http://www.autolexicon.net/cs/articles/klikova-naprava/>
- [9] RUBENA. *Technická pryž lisovaná* [online]. Dostupné z: <http://www.rubena.cz/cz/produkty/tesnici-elementy-antivibracni-systemy/technicka-pryz-lisovana/>
- [10] VK LOŽISKA. *Silentbloky* [online]. Dostupné z: <http://www.vkloziska.cz/silentbloky>
- [11] JANCO, Marcel. *Co je to silentblok a na co slouží v automobile*. [online]. [cit. 2013-10-29]. Dostupné z: <http://www.autorubik.sk/clanky/co-je-to-silentblok-a-na-co-sluzi-v-automobile>
- [12] HENNIGES AUTOMOTIVE. *TPV automobilová těsnění*. [online]. Dostupné z: <http://cze.hennigesautomotive.com/prehled-vyrobkutpv>
- [13] JÖRNSSEN REIMPELL, Helmut Stoll a TRANSLATED FROM THE GERMAN BY AGET LIMITED. *The automotive chassis engineering principles: chassis and vehicle overall, wheel suspensions and types of drive, axle kinematics and elastokinematics, steering, springing, tyres, construction and calculations advice*. 2nd ed. Oxford: Butterworth Heinemann, 2001. ISBN 0750650540



- [14] SUCHÝ, Jan. *Měření poddajnosti zavěšení kol*. Brno, 2014. Diplomová práce (Ing.) Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014-30-05. 111s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Porteš, Dr.
- [15] *Měření elastokinematiky zavěšení kola vozidla* [online dokument]. [cit. 2013-10-20]. Dostupné z: http://stc.fs.cvut.cz/history/2012/sbornik/papers/pdf/2533.pdf?_=1331898561
- [16] POLÁŠEK, Jan. *Návrh přípravku pro zkoušení tuhosti zavěšení kol Formule Student*. Brno, 2013. Diplomová práce (Bc.). Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013-24-05. 47s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Pavel Ramík.
- [17] GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, c1992. ISBN 1-56091-199-9.
- [18] *Gumokovové díly od febi bilstein* [online]. [cit. 2017-1-23]. Dostupné z: <http://motofocus.cz/technika/18472,gumokovove-dily-od-febi-bilstein>
- [19] *MTS systems corporation* [online]. Dostupné z: <http://www.secotec.com.ve/pag-produc-mts.htm>
- [20] SPM 4000 from Anthony Best Dynamics: NEWS-TOYOTA INSTALLS SPM IN JAPAN. 2010 [online]. Dostupné z: http://www.abd.uk.com/further_info.php?pod=274
- [21] *MTS Systems Corporation-MTS Kinematics and Compliance Deflection*. 1996 [online dokument]. Dostupné z: https://www.mts.com/cs/groups/public/documents/library/dev_002253.pdf
- [22] Růžička Luboš. *Měření elastokinematiky zavěšení kola vozidla*. Praha 2210. Bakalářská práce, ČVUT v Praze; BP2010 – A18
- [23] SCHOLZ. *Směrová stabilita*. 2009 [online dokument]. Dostupné z: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:1998>
- [24] RAVEO. *Široké lineární kuličkové vedení* [online]. Dostupné z: <http://www.raveo.cz/siroke-linearni-kulickove-vedeni-WRC>
- [25] *Ložisko kuželíkové jednořadé* [online]. Dostupné z: <https://zbozi.arkov.cz/i/118682-30211a-lozisko-kuzelikove-jednorade-zkl.html>
- [26] KISTLER. *Force sensors* [online]. Dostupné z: <https://www.kistler.com/?type=669&fid=34141&model=document>
- [27] MEGATRON. *Snímač polohy* [online]. Dostupné z: <http://www.megatron.cz/katalog-produktu/linearni-snimace-polohy/potenciometricke/>
- [28] TRITOP Profesional. *GOM Optical measuring techniques* [online]. Dostupné z: <http://scan-xpress.com.au/products/measurement/tritop>
- [29] *Nejistoty měření* [online dokument]. Dostupné z: <http://physics.fme.vutbr.cz/~mcerny/vyuka/chyby.pdf>



- [30] *Kyvadlová úhlová náprava* [online obrázek]. Dostupné z: <http://auta5p.eu/informace/podvozek/podvozek1.php>
- [31] *Víceprvková náprava* [online obrázek]. Dostupné z: http://moje.auto.cz/?sekce=foto&im_id=im_5190157a66733&ga_id=GA_49e9c2e978887
- [32] *MTS Systems Corporation-MTS Kinematics and Compliance Deflection* [online obrázek]. Dostupné z: https://www.mts.com/en/forceandmotion/groundvehicletesting/MTS_006857?article=3



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ΔA_x	[-]	nejistota typu A
ΔB_x	[-]	nejistota typu B
$D(\bar{x})$		výběrový rozptyl aritmetického průměru
$D(x)$		výběrový rozptyl jednoho aritmetického průměru
$\sigma(\bar{x})$		výběrová směrodatná odchylka aritmetického průměru
$\sigma(x)$		výběrová směrodatná odchylka jednoho aritmetického průměru
x		kombinovaná nejistota
x_i		výběrový průměr
<i>SUV</i>		sport utility vehicle = sportovní užitkové vozidlo
<i>MAG</i>		metallschweißen mit aktiven gasen = svařování v ochrané atmosféře
<i>NR</i>		nitril – rubber
<i>SBR</i>		stiren – buladin – rubber
<i>NBR</i>		nitril – buladin – rubber
a_y	[ms ⁻²]	zrychlení příčné
σ_{cf}	[Nm ⁻²]	prosté zatížení nápravy
$K_{lf_{cs}}$	[°]	nedotáčivý účinek nápravy
β_{fr}	[°]	součinitel klopení
x, y, z	[-]	souřadnice
F_x	[N]	svislé zatížení
F_y	[N]	podélné zatížení
F_z	[N]	příčné zatížení
x, y, z	[-]	souřadnice
f	[-]	součinitel adhéze
F_{adh}	[N]	adhézní zatížení
F_D	[N]	dynamické zatížení
F_S	[N]	statické zatížení
M_k	[Nm]	klopný moment
M_G	[Nm]	kroutící moment elektromotoru
M_R	[Nm]	kroutící moment uvažující koeficient bezpečnosti
M_L	[Nm]	kroutící moment elektromotoru naprázdno



C_r	[kN]	dynamické únosnost
C_{or}	[Nm]	statická únosnost
σ_e	[MPa]	mez kluzu
S_y	[MPa]	mez kluzu šroubu
P_M	[kW]	výkon motoru
i	[-]	převodový poměr
p	[mm]	stoupání šroubu
v	[mms ⁻¹]	rychlost lineárního posuvu
n_I	[min ⁻¹]	vstupní rychlost otáček elektromotoru
k_{sc}	[kW]	bezpečnost šroubu
s_f	[-]	koeficient bezpečnosti
Δ	[mm]	maximální deformace
$\eta_{gearbox}$	[%]	účinnost převodovky
η_{screw}	[%]	účinnost šroubu



SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.1. Závislé zavěšení kola [2]	16
Obr. 1.2. Druhy propnutí zavěšení kola [2]	16
Obr. 1.3. Tuhá náprava Hotchkiss [5]	17
Obr. 1.4. Tuhá náprava Four Link [6]	17
Obr. 1.5 Kombinace tuhé a kyvadlové nápravy „de-Dion“ [7]	18
Obr. 1.6. Nezávislé zavěšení kola [2]	18
Obr. 1.7. Lichoběžníková náprava [7]	19
Obr. 1.8. Náprava McPherson [7]	19
Obr. 1.9 Spřažená kliková náprava [8]	20
Obr. 1.10. Kliková náprava [8]	20
Obr. 1.11. Kyvadlová úhlová náprava [30]	21
Obr. 1.12. Víceprvková náprava [31]	21
Obr. 1.13. Přetáčivost vozidla [17]	22
Obr. 1.14. Nedotáčivost vozidla [17]	23
Obr. 1.15. Zadní náprava VW Golf IV [3]	23
Obr. 1.16. Elastokinematické uložení přední nápravy [3]	24
Obr. 2.1. Druhy kovopryžových pouzder u vozidel [9]	25
Obr. 2.2 Směs gumy ve formě granulátu [9]	26
Obr. 2.3. Možnosti umístění silentbloků ve vozidle [12]	27
Obr. 2.4. Demontáž silentbloku [11]	28
Obr. 2.5. Hydroložisko [18]	29
Obr. 2.6. Montážní poloha hydroložiska [18]	29



Obr. 3.1. Elastokinematický efekt při brzdění [25]	30
Obr. 3.2. SPMM 4000 a jeho hlavní části [19]	31
Obr. 3.3. SPMM 4000 s ABD dynamic arm in Japan [20]	33
Obr. 3.4. Grafické vyhodnocení zkoušky SPMM 4000 [27]	34
Obr. 3.5. MTS K&C systém [19]	35
Obr. 3.6. MTS K&C systém [32]	35
Obr. 3.7. Měřicí stav poddajnosti zavěšení kol ČVUT [15]	37
Obr. 3.8. Uspořádání měřicího stavu poddajnosti zavěšení kol ČVUT [15]	38
Obr. 3.9. Uspořádání upravené měřicí hlavy [15]	38
Obr. 3.10. Porovnávací měření [15]	39
Obr. 4.1. Způsob a směr zatěžování	40
Obr. 4.2. Kamova adhezní kružnice [23]	42
Obr. 4.3. Příklady mezi stability [23]	42
Obr. 4.4. ELAST 2017	43
Obr. 4.5. Přehled jednotlivých podsestav	44
Obr. 4.6. Nosná základová deska	45
Obr. 4.7. Deska pro podélný posuv	46
Obr. 4.8. Deska pro příčný posuv	47
Obr. 4.9. Otočný talíř	47
Obr. 4.10. Rozklad celé sestavy	48
Obr. 4.11. Elektromotor s převodovkou a pohybovým šroubem	49
Obr. 4.12. Kuličkové lineární vedení ELAST 2017	51
Obr. 4.13. Kuličky lineárního vedení [24]	51
Obr. 4.14. Vozíček lineárního vedení [24]	52
Obr. 4.15. Jednořadé kuželíkové ložisko [25]	52
Obr. 4.16. Umístění kuželíkové ložisko	53



Obr. 4.17. Kit snímačů síly [26]	54
Obr. 4.18. Umístění snímačů síly	54
Obr. 4.19. Snímač polohy desky [27]	55
Obr. 4.20. Snímač polohy příčné desky v modelu	55
Obr. 4.21. Snímač polohy podélné desky v modelu	56
Obr. 4.22. Kotvicí prvek	56
Obr. 4.3.1. Vozidlo najeté na zařízení	58
Obr. 4.3.2. Nájezdová plošina	58
Obr. 4.3.3. Nájezdová plošina šikmá	58
Obr. 4.3.4. Sestava nájezdových plošin	59
Obr. 4.3.5. Sestava kotvicího zařízení	59
Obr. 4.3.6. Umístění kotvicího zařízení	60
Obr. 5.1.1. Import dat modelu ELAST 2017	61
Obr. 5.1.2. Nastavení druhu materiálu	62
Obr. 5.1.3. Výpočetní síť.....	63
Obr. 5.1.4. Face sizing 2 mm v místě uchycení desky	63
Obr. 5.1.5. Face sizing 2 mm v místě	63
Obr. 5.1.6. Face sizing 1 mm v místě přechodu talíře a čepu	63
Obr. 5.1.7. a) Spojení vedení a příčné desky	64
Obr. 5.1.7. b) Spojení vedení a podélné desky	64
Obr. 5.1.8. a) Umístění vazby v misce ložiska	64
Obr. 5.1.8. b) Umístění vazby na čepu ložiska	64
Obr. 5.1.9. Zafixování zařízení proti pohybu	65
Obr. 5.1.10. Svislé zatížení	65
Obr. 5.1.11. Reakce od svislého zatížení	66
Obr. 5.1.12. Zatížení v podélném směru	66



Obr. 5.1.13. Reakce od zatížení v podélném směru	66
Obr. 5.1.14. Zatížení v příčném směru	67
Obr. 5.1.15. Reakce od zatížení v příčném směru	67
Obr. 5.2.1. Oblast maximálního zjištěného napětí při podélném zatížení	69
Obr. 5.2.2. Detail maximálního zjištěného napětí při podélném zatížení	69
Obr. 5.2.3. Oblast maximální deformace při podélném zatížení	70
Obr. 5.2.4. Detail maximální deformace při podélném zatížení	70
Obr. 5.2.5. Oblast maximálního zjištěného napětí při příčném zatížení	71
Obr. 5.2.6. Detail maximálního zjištěného napětí při příčném zatížení	71
Obr. 5.2.7. Oblast maximální deformace při příčném zatížení	72
Obr. 5.2.8. Detail maximální deformace při příčném zatížení	72
Obr. 5.2.9. Oblast maximálního zjištěného napětí při podélném zatížení	73
Obr. 5.2.10. Detail maximálního zjištěného napětí při podélném zatížení	73
Obr. 5.2.11. Oblast maximální deformace při podélném zatížení	74
Obr. 5.2.12. Detail maximální deformace při podélném zatížení	75
Obr. 5.2.13. Oblast maximálního zjištěného napětí při příčném zatížení	76
Obr. 5.2.14. Detail maximálního zjištěného napětí při příčném zatížení	76
Obr. 5.2.15. Oblast maximální deformace při příčném zatížení	77
Obr. 5.2.16. Detail maximální deformace při příčném zatížení	77
Obr. 5.2.17. Oblast maximálního zjištěného napětí při podélném zatížení	78
Obr. 5.2.18. Detail maximálního zjištěného napětí při podélném zatížení	79
Obr. 5.2.19. Oblast maximální deformace při podélném zatížení	79
Obr. 5.2.20. Detail maximální deformace při podélném zatížení	80
Obr. 5.2.21. Oblast maximálního zjištěného napětí při příčném zatížení	81
Obr. 5.2.22. Detail maximálního zjištěného napětí při příčném zatížení	81
Obr. 5.2.23. Oblast maximální deformace při příčném zatížení	82
Obr. 5.2.24. Detail maximální deformace při příčném zatížení	82



Obr. 5.2.25. Výpočetní síť kotvícího zařízení	83
Obr. 5.2.26. Silové působení	83
Obr. 5.2.27. Max. napětí kotvícího zařízení	84
Obr. 5.2.28. Max. deformace kotvícího zařízení	84
Obr. 5.2.29. Výpočetní síť základní plošiny	84
Obr. 5.2.30. Výpočetní síť přední plošiny	84
Obr. 5.2.31. Silové působení	85
Obr. 5.2.32. Silové působení	85
Obr. 5.2.33. Max. napětí základové plošiny	85
Obr. 5.2.34. Max. napětí přední plošiny	85
Obr. 5.2.35. Max. deformace zákl. plošiny	85
Obr. 5.2.36. Max. deformace přední plošiny	85
Obr.5.2.37. Sváry na desce pro příčný posuv	86
Obr.5.2.38. Výpočet kruhového sváru kolem misky	86
Obr.5.2.39. Výpočet sváru kolem příruby pro příčný posuv	87
Obr.5.2.40. Sváry na desce pro podélný posuv	87
Obr.5.2.41. Výpočet sváru kolem dosedací plochy lineárního vedení	88
Obr.5.2.42. Výpočet sváru kolem příruby převodovky – horní část	88
Obr.5.2.43. Výpočet sváru kolem příruby převodovky – dolní část	89
Obr.5.2.44. Sváry na nosné základové desce	89
Obr.5.2.45. Ukázka výpočtu svárů	90
 Obr.7.1. Zařízení TRITOP [28]	 95
 Obr.8.1. Tabulka součinitelů k pro konfidenční 95 % interval pravděpodobnosti n měření [29]	 99





SEZNAM TABULEK A GRAFŮ

Tab. 1. Souhrn použitých šroubů	57
Tab. 2. Souhrn použitých matic	57
Tab. 3. Souhrn použitých pojistných kroužků	57
Tab. 4. Vstupní veličiny	68
Tab. 5. Výsledky analýzy osobního vozidla	73
Tab. 6. Výsledky analýzy SUV vozidla	78
Tab. 7. Výsledky analýzy závodního vozidla	83
Tab. 8. Výsledky analýzy kotvícího zařízení	84
Tab. 9. Výsledky analýzy nájezdových plošin	85
Tab. 10. Souhrn použitých šroubů zařízení ELAST 2017	91
Tab. 11. Cenová kalkulace navrhnutých součástí	92



SEZNAM PŘÍLOH